

ИЗВЕСТИЯ МГТУ «МАМИ»



НАУЧНЫЙ РЕЦЕНЗИРУЕМЫЙ ЖУРНАЛ

2 (14) 2012 Т. 1

2 (14)
2012

Т. 1

ИЗВЕСТИЯ МГТУ «МАМИ»



Адрес университета:

107023, г. Москва, ул. Б. Семёновская, 38

тел./факс: (495) 223-05-28

<http://www.mami.ru> • e-mail: unir@mami.ru





СТУДЕНЧЕСКОЕ КОНСТРУКТОРСКОЕ БЮРО (СКБ «МАМИ»)

г. Москва, ул. Б. Семёновская, д. 38, Университет машиностроения. Тел.: +7 (495) 223-0523 доб. 1362, +7 (903) 509-89-67; e-mail: cardi@mami.ru; сайт: www.skb-mami.ru



ВЕЗДЕХОД ШАМАН

Разработка интерьера вездехода «Шаман» для ООО «Авторыс»

Состав работ:

- разработка дизайн-проекта, конструирование и изготовление деталей интерьера;
- разработка конструкции и изготовление дверей и эвакуационного люка;
- разработка цвето-графической схемы;
- изготовление технологической оснастки для опытного производства.

Вездеход «Шаман» предназначен:

- для использования в условиях районов Крайнего Севера, Сибири и Дальнего Востока.
- для круглогодичной и всепогодной эксплуатации в экстремальных условиях на грунтах со слабой несущей способностью,
- для преодоления болотистых местностей, водных преград, способен передвигаться по снегу, мелководным и заболоченным водоемам.

Кузов вездехода способен вместить до 11 человек (включая водителя) или 1500 кг груза и имеет запас хода более 1000 км.



АНСАТ

Модернизация интерьера вертолёта АНСАТ для ОАО «Казанский вертолётный завод»

Состав работ:

- разработка дизайн-проекта, конструирование и изготовление деталей интерьера, обтекателей стабилизатора и шасси;
- разработка конструкции и изготовление дверей из углекомпозита;
- разработка цвето-графической схемы окраски фюзеляжа.

Ё МОБИЛЬ

По заказу компании «Городской Автомобиль» в нашем кузовном ателье были построены кузова хэтчбека и коммерческого фургона для прототипов автомобилей проекта «ё-мобиль».

Проект «ё-мобиль» первоначально в СМИ был известен как «Автомобиль Прохорова» после чего получил название как «Городской Автомобиль», а на сегодняшний день имеет свой собственный логотип и название – «ё-мобиль». Автомобили, кузова для которых разрабатывались у нас, на данный момент тоже имеют свои названия: ё-микровэн и ё-фургон. По предоставленным заказчиком материалам (поисковые эскизы, полигональные математически модели, компоновка, ходовая часть) были выполнены следующие работы:

Разработка и изготовление кузова ё-мобиля

1. Математическое моделирование и конструирование
2. Фрезеровка оснастки
3. Формовка кузовных деталей
4. Изготовление каркаса кузова
5. Контрольная сборка
6. Окраска, доводка и окончательная сборка

Разработка интерьера для ё-мобиля

1. Посадочный макет
2. 3D сканирование
3. Математическое моделирование и конструирование
4. Формовка деталей интерьера
5. Контрольная сборка
6. Отделка (обтяжка) интерьера и окончательная сборка

Разработка светотехники для ё-мобиля

1. Математическое моделирование и конструирование
2. Изготовление остекления светотехники (механическая обработка)
3. Изготовление корпусных элементов (прототипирование и механическая обработка)
4. Окраска корпусов (нанесение декоративно-зеркального покрытия)
5. Сборка светотехники
6. Установка светотехники на автомобили

Вместе с нами над проектом «ё-мобиль» работали наши партнеры субподрядчики:

Окраска кузовов и обтяжка интерьера осуществлялась на производственной базе нашего партнера – компания «Bilenkin Classic Cars». Изготовление кузовного остекления для Ёмобиля – компания «Tillex».



КА-62 макет М=1:1

Разработка полноразмерного макета вертолёта КА-62 для ОАО «КАМОВ».

Состав работ:

- дизайн проект кабины пилотов, пассажирского салона и багажного отсека;
- дизайн проект деталей экстерьера, включая разработку цветографической схемы;
- разработка конструкции макета;
- создание комплекса приборов кабины;
- постройка макета в натуральную величину.

НОВЫЕ ИЗДАНИЯ 2012 г.

С.В. Бахмутов Н.В. Гусаков

КОЛЁСНЫЕ ТРАНСПОРТНЫЕ СРЕДСТВА



Общие характеристики конструкции НАУКА

УДК 629.3
ББК 39.1
Б30

Бахмутов С.В., Гусаков Н.В.

Колёсные транспортные средства. Общие характеристики конструкции: учеб. для вузов. / С.В. Бахмутов, Н.В. Гусаков. – М.: Наука, 2012. – 208 с.

ISBN 978-5-02-037642-7

В книге рассмотрены вопросы формирования технических требований к наземным колесным транспортным средствам и их воплощения в общей конструкции реальных изделий. Представленный материал призван служить основой для дальнейшего более глубокого изучения конструкции отдельных элементов наземных колесных транспортных средств.

Для студентов вузов, обучающихся по направлению «Наземные транспортные системы», а также специалистов других профилей, по роду своих профессиональных интересов имеющих отношение к колесным транспортным и транспортно-технологическим средствам.

УДК 829.11 (075.8)
ББК 34.44
Т65

Тракторы. Конструкция: учеб. для вузов – 2-е изд., исправ. и перераб. / В.М. Шарипов, Д.В. Апельинский, Л.Х. Арустамов и др.; под общ. ред. В.М. Шарипова. – М.: Машиностроение, 2012. – 790 с., илл.

ISBN 978-5-94275-622-2

Подробно описана конструкция узлов и агрегатов современных тракторов, принципы их работы. Большое количество принципиальных схем механизмов позволяет будущему инженеру-конструктору приобрести умение хорошо разбираться в работе каждого механизма и находить правильные конструкторские решения. Рассмотрение каждого механизма сопровождается сведениями об основных его достоинствах и недостатках, что позволяет выполнить анализ существующих конструкций и наметить перспективы их развития.

2-е издание (1-е изд. 2000 г.) переработано и дополнено новым материалом по конструкции узлов и агрегатов современных тракторов.

Для студентов вузов, обучающихся по направлению «Наземные транспортные системы» и специальности «Автомобиле- и тракторостроение».



УДК 621.433
ББК 39.33+39.355
Е78

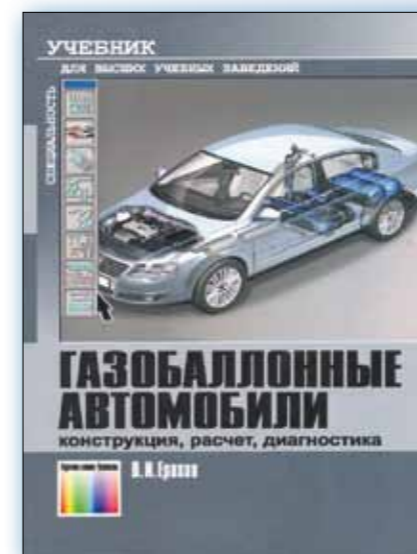
Ерохов В.И.

Газобаллонные автомобили (конструкция, расчет, диагностика): учеб. для вузов. / В.И. Ерохов. – М.: Горячая линия-Телеком, 2012. – 598 с., илл.

ISBN 978-5-9912-0201-5

Рассмотрены особенности конструкции и технической эксплуатации газовой аппаратуры нового поколения отечественного и зарубежного производства. Приведена оценка экологических и топливно-экономических качеств газобаллонных автомобилей, а также изложены методы расчета и испытаний основных функциональных элементов газобаллонных автомобилей, особенности и практические рекомендации по организации переоборудования бензиновых автомобилей в газобаллонные. Рассмотрены вопросы организации участков переоборудования, испытания газовой аппаратуры, переосвидетельствования, организации технического обслуживания и ремонта газобаллонных автомобилей. Приведены практические рекомендации по обнаружению и устранению типичных неисправностей газовой аппаратуры газобаллонных автомобилей. Рассмотрены методы и средства заправки, правила эффективной и безопасной эксплуатации, хранения и обслуживания газобаллонных легковых автомобилей.

Для студентов, обучающихся по специальности «Автомобиле- и тракторостроение», будет полезен специалистам в области конструирования, расчета и эксплуатации газобаллонных автомобилей.



Министерство образования и науки Российской Федерации

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
МОСКОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ МАШИНОСТРОИТЕЛЬНЫЙ
УНИВЕРСИТЕТ (МАМИ)

ИЗВЕСТИЯ МГТУ «МАМИ»

научный рецензируемый журнал

Том 1

Москва
октябрь 2012 г.

Известия МГТУ «МАМИ». Научный рецензируемый журнал. – М., МГТУ «МАМИ», № 2 (14), 2012, т. 1, 430 с.
ISSN 2074-0530

**Учредитель – ФГБОУ ВПО Московский государственный
машиностроительный университет (МАМИ)**

Свидетельство о регистрации ПИ № ФС77-29694 от 27 сентября 2007г. выдано Федеральной службой по надзору за соблюдением законодательства в сфере массовых коммуникаций и охране культурного наследия.

Редакционный совет

А.В. Николаенко (председатель, главный редактор журнала), **И.И. Колтунов** (зам. председателя), **А.В. Лепёшкин** (зам. главного редактора журнала), **С.А. Зайцев**, **В.М. Шарипов**, **Ю.В. Максимов**, **В.С. Бондарь**, **Ю.П. Филякин**, **Н.А. Хрипач**, **В.В. Серебряков**, **Д.В. Зубов** (ответственный секретарь совета).

Техническое редактирование – к.т.н. проф. А.В. Лепёшкин.

Корректор русского языка – к.филолог.н. проф. Т.Я. Анохина.

Адрес редакции: 107023, г. Москва, ул. Б. Семеновская, 38
тел.: (495) 223-05-28, 223-05-23 доб. 1426.
E-mail: publication@mami.ru
www.mami.ru

Общий тираж – 500 экз.

Цена свободная.

Подписной индекс в каталоге агентства «Роспечать» – 81936.

Отпечатано в типографии МГТУ «МАМИ» по адресу: 107023, Москва, Б. Семеновская, 38.

Уважаемые читатели!

Информирую Вас о том, что редакционный совет журнала Известия МГТУ «МАМИ» принял решение об увеличении объема публикаций в данном номере журнала. Для этой цели настоящий номер решено сделать многотомным.

По нашему мнению это решение должно повысить публикационную активность сотрудников университета, привлечь их к выполнению научных исследований и на этой основе оказать заметное влияние на процесс подготовки и переподготовки инженерных и научных кадров для предприятий машиностроения и смежных отраслей.

Перед Вами первый том этого номера журнала. Надеюсь, что Вы с пользой для себя и своей работы проведете время, знакомясь с материалами статей, включенных в него.

С уважением, А.В. Николаенко

СОДЕРЖАНИЕ ЖУРНАЛА

(Том 1)

	стр.
1. Николаенко А.В. Университет машиностроения: итоги реорганизации	7
Раздел 1. Наземные транспортные средства, энергетические установки и двигатели.	
2. Андреенков А.А. Турбовентилятор для системы охлаждения наддувочного воздуха транспортного турбодизеля	9
3. Ахмедов А.А., Бахмутов С.В. Математическое описание и оптимизация рабочих характеристик трансмиссии и тормозного управления в задачах оптимального проектирования автомобилей	13
4. Баловнев Н.П., Дмитриева Л.А., Семин И.Н. Стенд для испытаний ременных передач на тяговую способность и коэффициент полезного действия	19
5. Баловнев Н.П., Дмитриева Л.А., Семин И.Н. Экспериментальная оценка тяговой способности ременных передач с различными способами натяжения ремня	23
6. Баулина Е.Е., Дементьев Ю.В., Итурральде П., Кислов А.А. К вопросу исследования устойчивости и управляемости гибридного автомобиля с изменяемым в процессе движения типом привода	29
7. Бахмутов С.В., Серебряков В.В., Баулина Е.Е., Куликов А.И., Филонов А.И. Перспективы создания среднетоннажных грузовых городских автомобилей с комбинированными энергетическими установками с использованием системы тягового электрооборудования российского производства	38
8. Боровских В.Е., Подвойский А.О. Метод прогнозирования усталостной долговечности в условиях квазимонотонной деградации физико-механических свойств объекта	46
9. Варламов Д.О. Моделирование устройства балансировки Li-Ion аккумуляторной батареи с коммутируемыми конденсаторами для электромобиля	55

10. Вахитов Ю.Р., Загайко С.А. Приближенный метод расчета шума впуска ДВС ..	61
11. Воронков О.В., Песков В.И. Методика выбора рационального сочетания материалов для сэндвич-панелей кузова автобуса	64
12. Гебель Е.С., Журсенбаев Б.И., Сарбасов А.Т. Кинестатическое исследование подъемного механизма	72
13. Головкова Е.О., Софиев А.Э. Комплексная автоматизация автозаправочных станций	78
14. Городецкий К.И., Банников М.В., Ивкова Г.Б., Муратова С.К., Шуваев Д.Н. Кусочно-бесступенчатое регулирование скорости тракторов	84
15. Горюнов С.В., Шарипов В.М. Прогнозирование эксплуатационной температуры пневматических шин карьерных автосамосвалов	89
16. Грошев А.М., Конилова Г.А., Костин С.Ю., Трусов Ю.П., Тумасов А.В. Расчетно-экспериментальные исследования тормозных свойств автобуса	92
17. Духанин В.И., Кецарис А.А. Анализ конструкции автомобильного генератора возвратно-поступательного движения	97
18. Духанин В.И., Кецарис А.А. Анализ рабочего процесса линейного генератора с возвратно-поступательным движением	104
19. Ившин К.С., Полозов А.В. Выбор рациональной компоновочной схемы в дизайне малогабаритного городского транспортного средства	110
20. Каменный А.В., к.т.н. проф. Костюков А.В., к.т.н. проф. Макаров А.Р., Пустынцев М.Е. Моделирование процесса смесеобразования в цилиндре двигателя, работающего по циклу Отто-Дизеля	119
21. Каминский В.Н., Григоров И.Н., Каминский Р.В., Сибиряков С.В., Кучев С.М., Лихачев В.Н. Разработка системы двухступенчатого наддува для двигателей КАМАЗ EURO-5	126
22. Каминский В.Н., Каминский Р.В., Гусак А.А., Сибиряков С.В., Корнеев С.А., Ковальцов И.В., Сергеев А.С., Ищенко Н.В., Олисова Т.А. Создание и производство турбокомпрессоров и других агрегатов и систем двигателя с использованием информационных технологий	133
23. Каминский В.Н., Каминский Р.В., Лазарев А.В., Григоров И.Н., Костюков А.В., Корнеев С.А., Ковальцов И.В., Сергеев А.С., Гусак А.А., Сибиряков С.В. Создание стендов для контрольно-исследовательских испытаний турбокомпрессоров	143
24. Каминский В.Н., Лазарев А.В., Каминский Р.В., Сибиряков С.В. Турбоэлектромотор: возможности, конструкция и перспективы	149
25. Ким В.В., Каминский В.Н. Информационный поиск с целью определения направлений развития двигателестроения для конкретного региона (Республика Казахстан)	153
26. Коркин С.Н., Курмаев Р.Х., Крамер А.С. Применение активных колёсных модулей в автопоездах для перевозки крупногабаритных и тяжеловесных грузов	160
27. Костюков А.В., Алексеев Р.А. Исследование процесса теплоотдачи в сетчатой матрице роторного теплообменника	168
28. Костюков А.В., Кузнецов В.В., Ащеульников Е.К., Родькин К.П. Исследование режимов горения энергоаккумулирующих веществ	173
29. Костюков А.В. Микротурбина с эффективным КПД более 43%	179
30. Круглов К.М., Щербаков В.И. Сравнительная оценка вибродемпфирующих характеристик материалов для модификации масляного поддона и клапан-	182

ных крышек двигателя	
31. Кулаков Н.А., Гаврилов Е.В. Разработка математической модели энергопоглощающего кресла с использованием результатов копровых испытаний	189
32. Кулаков Н.А., Шевченко А.А. Оценка фугасного воздействия мин на несущие конструкции и экипажи автобронетанковой техники. Поражающие факторы. Способы защиты	194
33. Кулаков Н.А., Любин А.Н., Скакбаева А.С. Расчетно-экспериментальное исследование стойкости композитной керамической брони при воздействии пуль и высокоскоростных осколков	206
34. Куликов И.А. Использование теории оптимального управления при исследовании силовой установки гибридного автомобиля	213
35. Лепешкин А.В. Методика создания «интеллектуальной» системы автоматического адаптивного управления трансмиссией многоприводной колесной машины	222
36. Лепешкин А.В. Сравнительный анализ последовательного и комбинированного вариантов регулирования гидрообъемной трансмиссии полноприводной колесной машины	228
37. Лепешкин А.В., Петров С.Е. Аналитический способ оценки результатов взаимодействия эластичного колеса с деформируемой опорной поверхностью при установившемся прямолинейном качении	233
38. Максимов Ю.В., Соколов В.К., Бекаев А.А., Строков П.И. Топливный насос нового поколения	241
39. Мартынов В.К., Зверев А.И. Моментная теория клина	245
40. Мартынов В.К., Зверев А.И. Развитие теории клиноремных передач	250
41. Меделец Н.А. Современные тенденции развития систем безопасности легкового автомобиля	255
42. Мельников А.А. Информационные и энергетические преобразователи в системах управления	260
43. Мельников А.А. Определение соответствия объекта разработки уровню современной техники	269
44. Меркулов В.И., Плыкин М.Е., Тищенко И.В. К вопросу об инженерной методике расчета лепестковых газодинамических подшипников турбокомпрессоров ...	279
45. Мишин П.П., Осипов Н.Л., Крамской Н.А. Анализ прочности рамы агрегата для перевозки длинномерных грузов при модификации геометрических параметров его элементов	286
46. Петунин В.П., Прокопьев М.В., Прасолов А.В., Волков Д.А., Транквиллевский В.Г. Универсальный стенд контроля упругих характеристик нажимного диска сцепления в сборе	293
47. Плиев И.А., Сайкин А.М., Архипов А.В., Ахмедов А.А. Единый алгоритм управления крутящими моментами, подводимыми к колесам полноприводных автомобилей	297
48. Подрубалов В.К., Подрубалов М.В. Методы получения и спектральный анализ вибрационных характеристик искусственных треков	303
49. Потапов С.И., Никишкин С.И., Пискарев М.Ю. Анализ характеристик теплового двигателя внешнего сгорания методом компьютерного моделирования	311
50. Волошко В.В., Галимянов И.Д., Салахов И.И., Мавлеев И.Р. Кинематический и силовой анализ универсального многопоточного дифференциального механизма автоматических коробок передач	318

51. Сергеев А.И. Теоретический анализ плоского движения колеса перекаты- вающегося типа при формировании опорной поверхности	328
52. Сергеев А.И. Анализ формирования опорной поверхности заднеприводным ко- лёсным шасси 4×2 с упругой схемой подведения силового потока	334
53. Соковиков В.К. Применение электрогидродинамического двигателя на транс- портных средствах	339
54. Соловьев В.И., Шухман С.Б., Капралова М.А. Форма контакта эластичного ко- леса с деформируемым грунтом и расчет глубины колеи	348
55. Стародубцева С.А., Гусев А.С. Прогнозирование остаточного ресурса конст- рукций и деталей машин	355
56. Хрипач Н.А., Лежнев Л.Ю., Папкин Б.А., Шустров Ф.А., Татарников А.П., Тинга- ев Н.В. Анализ конструкций, обеспечивающих максимальную термодинами- ческую эффективность поршневых двигателей	360
57. Балабин И.В., Чабунин И.С., Груздев А.С., Лукьянов М.Н. Стенд для определе- ния прочностных характеристик элементов колес	367
58. Крамской Н.А., Чуканин Ю.П., Щербаков В.И. Определение закона нелинейно- сти упругой характеристики подвески автомобиля из условия изохронности частоты свободных колебаний при изменении массы автомобиля	370
59. Шарипов В.М., Маринкин А.П. Метод построения компактных кинематиче- ских схем планетарных коробок передач	376
60. Шарипов В.М., Крючков В.А. Буксование выравнивающего элемента синхро- низатора в преселекторной коробке передач	380
61. Фомин А.П. Повышение динамических качеств дизель-генератора в системе дополнительной энергетики автопоезда	387
62. Абузов В.И., Балабина Т.А., Чепурной С.И. Общие вопросы взаимодействия эластичного колеса с жесткой опорной поверхностью	392
63. Фомин В.М., Хергеледжи М.В., Атраш Р. Совершенствование экологических качеств транспортного дизеля применением средств физико- химического воздействия на процессы рабочего цикла	397
Аннотации статей, опубликованных в томе 1 данного номера журнала	403



Университет машиностроения: итоги реорганизации

Ректор А.В. Николаенко

Для решения поставленной Президентом и Правительством Российской Федерации задачи повышения конкурентоспособности национальной экономики в условиях критического отставания машиностроения нашего государства от уровня ведущих мировых стран, учитывая приоритетную роль машиностроительной отрасли в современной экономике и особый статус машиностроения как центра концентрации высоких технологий, необходимы кардинальные меры по модернизации сферы инженерного образования. Точечные проекты и инвестиции не могут эффективно решить эту амбициозную государственную задачу. Основными сдерживающими факторами развития профессионального образования является отсутствие полноценного финансирования и конкурентоспособной инфраструктуры, утрата комплексных связей с промышленностью, критическое ослабление и устаревание кадрового потенциала, непопулярность инженерных профессий. Эффективным решением, способным создать кадровый и технологический задел для прорыва в развитии российской машиностроительной отрасли, является концентрация материальных и человеческих ресурсов в рамках крупного машиностроительного вуза, которым должен стать Московский государственный машиностроительный университет.

Перед объединённым вузом ставится целый ряд задач: прежде всего, это привлечение новых научно-педагогических кадров высокого уровня, концентрация государственных и частных инвестиций с целью создания в объединённом университете современной материально-технической базы, формирование конкурентоспособной образовательной среды, способной подготовить новое поколение инженеров и менеджеров технических проектов с сохранением лучших традиций фундаментальной советской инженерной школы и внедрением проектного обучения.

Генеральная идея объединённого Университета машиностроения - создание кадровой и технологической платформы для преодоления критического отставания российского машиностроения от уровня передовых экономик мира.

Московский государственный технический университет «МАМИ» и Московский государственный университет инженерной экологии вступили в процедуру реорганизации в декабре 2011г. Кроме этого, в целях реализации принципа непрерывности обучения, повышения качества проводимых занятий благодаря привлечению высококвалифицированных преподавателей вуза, использования вузовской инфраструктуры для проведения практических занятий и практик было осуществлено присоединение к университету Ивантеевского промышленно-экономического колледжа и Тучковского автотранспортного колледжа.

Учитывая сложную социально-психологическую составляющую процедуры реорганизации, особое внимание уделялось построению эффективной обратной связи и своевременному информированию трудовых коллективов реорганизуемых вузов о процессе объединения. Были проведены общие собрания коллективов учебных заведений с участием ректора Университета машиностроения и более 40 встреч ректора с коллективами кафедр МГУИЭ.

На сайте реорганизуемых вузов создана специальная веб-страница, содержащая исчерпывающую информацию о ходе реорганизации с возможностью обратной связи. Каждое принципиальное решение по объединённому университету (в том числе структура и символика вуза) принималось с учётом мнения трудовых коллективов реорганизуемых вузов. 25 мая 2012 года на заседании Учёного совета МГТУ «МАМИ» с участием представителей МГУИЭ была принята структура учебных подразделений объединённого Московского государственного машиностроительного университета, которая была введена в действие 01 сентября 2012 года. Благодаря эффективной обратной связи между администрацией и работниками вуза структура университета стала более логичной и прозрачной. В итоге было оптимизировано количество кафедр, число которых в объединённом университете составляет 58 единиц при общей численности ППС 968 человек.

В октябре 2012 года были проведены общие собрания работников институтов, входящих в состав объединённого вуза. 16 октября состоялась общеуниверситетская конференция трудового коллектива, на которых были избраны ученые советы институтов и ученый совет университета.

Последовательное выполнение разработанной концепции реорганизации МГТУ «МАМИ» и МГУИЭ позволило сократить административно-управленческий персонал на 18%, количество проректоров – с 12 до 7, а также перераспределить до 15% расходов на содержание административного аппарата в пользу профессорско-преподавательского состава. Сокращение управленческого аппарата происходило путем оптимизации дублирующих подразделений и структур, что позволило отобрать наиболее грамотных и перспективных работников для формирования органов управления объединённого университета. В свою очередь, высвобождаемые специалисты пополнили другие подразделения вуза.

Кроме этого, реорганизация позволила структурным подразделениям МГУИЭ включиться в Программу развития университета на 2012-2020 гг. и Программу развития студенческих объединений, получивших финансовую поддержку Минобрнауки России, а также в план ремонта учебных корпусов и социальных объектов.

Убеждён, что в новом статусе вуз будет динамично развиваться и успешно решать поставленные перед ним задачи.

РАЗДЕЛ 1. НАЗЕМНЫЕ ТРАНСПОРТНЫЕ СРЕДСТВА, ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ И ДВИГАТЕЛИ

Турбовентилятор для системы охлаждения наддувочного воздуха транспортного турбодизеля

к.т.н. Андреев А.А.

Университет машиностроения

8(495)702-56-86, andreyandre@yandex.ru

Аннотация. Математическим моделированием работы турбодизеля (мощность 404 кВт) с турбовентиляторной системой охлаждения наддувочного воздуха определено влияние противодавления, обусловленного наличием турбовентилятора, на параметры двигателя на номинальном режиме.

Ключевые слова: силовая турбина, турбовентилятор, турбодизель с ОНВ, улучшение топливной экономичности.

К транспортным тепловым двигателям предъявляется все более ужесточаемый реалиями рынка комплекс требований: удельные мощностные показатели двигателя (массовые или габаритные) должны отвечать современному высокому уровню, энергетическая установка должна удовлетворять жестким экологическим нормам, иметь высокую топливную экономичность.

Термодинамически возможно повысить мощность и КПД энергетических установок утилизацией располагаемой энергии, оставшейся у выходящих из поршневой группы газов, в газовых турбинах.

На транспортных турбодизелях данный принцип был реализован использованием системы турбокомпаундирования [1]. Примерами являются коммерчески освоенные шведскими фирмами «Scania» и «Volvo Trucks» седельные тягачи, оснащенные турбокомпаундными турбодизелями с системой охлаждения наддувочного воздуха (ОНВ), у которых силовая турбина последовательно включена по ходу газов после турбины турбокомпрессора и связана гидромеханической передачей с выходным валом двигателя. Седельные тягачи предназначены, прежде всего, для магистральных перевозок крупнотоннажных грузов с ориентацией на эксплуатацию в условиях холмистой местности. Турбокомпаундирование повысило КПД энергетической установки на режимах средней и полной мощности до 5-6%.

Фирма «Scania» также полагает целесообразным использовать силовые турбины для добора мощности энергетической установкой при использовании рециркуляции отработавших газов для улучшения токсичности, но сдерживающим фактором по-прежнему остается высокая стоимость специальной силовой передачи.

Более простой способ использования мощности силовой турбины, не требующий сложной специальной передачи, видится в применении турбины для привода агрегатов систем турбодизеля [2, 3]. В рамках данного вопроса представляется целесообразным рассмотреть возможность турбопривода автономного вентилятора системы ОНВ.

Общеизвестно, что на большегрузных транспортных средствах вентилятор системы ОНВ, как правило, выполнен в виде расположенных на маховике двигателя лопаток, либо охладитель наддувочного воздуха скомпонован в блоке теплообменников, через который охлаждающий воздух подается вентилятором системы охлаждения. Вместе с тем существует более чем тридцатилетний практический опыт турбовентиляторных систем ОНВ с автономными турбовентиляторами, имеющими воздушные турбины (турбовентиляторы выполнены по схеме с общим диском) – разработка отделения AirResearch фирмы Garrett для транспортных турбодизелей «Maxidyne» фирмы Mack (США).

По энергоемкости вентилятор ОНВ, безусловно, может быть принят в качестве полезной нагрузки силовой турбины, так как его доля в механических потерях двигателя на при-

вод агрегатов сравнительно невелика – около одной десятой, но одиночный аспект не является решающим, поэтому учитывались следующие обстоятельства, по совокупности которых было выбрано данное устройство.

При использовании газовых турбин привода вентиляторов прежде всего исчезает недостаток, отмеченный при использовании воздушных турбин на двигателях «Maxidyne». Дело в том, что на режимах работы от номинальной мощности до максимального крутящего момента двигателя на воздушную турбину отбиралось соответственно от 6÷8% до 10÷12% от общего расхода закомпрессорного воздуха. Для этого компрессор наддува развивал производительность несколько большую, чем того требовалось для наддува двигателя, и, соответственно, увеличивался расход топлива двигателем.

Турбовентиляторную систему ОНВ с газовой турбиной выгодно отличает, во-первых, удобство взаимного расположения матрицы охладителя наддувочного воздуха и плоскости вращения лопаток вентилятора, достижение оптимального соотношения между площадью фронтальной поверхности теплообменника и площадью, ометаемой лопатками вентилятора для наилучшего теплообмена.

Во-вторых, предоставляется больше свободы с компоновкой системы в подкапотном пространстве грузовика, что позволит сократить протяженность воздушных и газовых патрубков, уменьшить гидравлические потери, что в конечном итоге благоприятно отразится на эффективном КПД двигателя.

По аналогии с системой двойного турбонаддува дизелей газы из поршневой группы проходят двойной каскад турбин турбокомпрессора и турбовентилятора, поэтому отпадает необходимость в специальном устройстве снижения шума, вызванного пульсациями давления газов, и в этом случае более эффективно используется энергия, которая тратилась бы на преодоление гидравлических потерь глушителя шума.

Немаловажным является способность к саморегулированию производительности турбовентиляторной системы охлаждения на режимах частичных нагрузок двигателя. Это связано с тем, что располагаемая энергия в каскадах турбин более интенсивно изменяется на второй по ходу движения газов турбине – турбине турбовентилятора, поэтому при снижении нагрузки тепловая эффективность воздухоохладителя уменьшается.

Но необходимо учесть, что газовая турбина турбовентилятора включается последовательно с турбиной турбокомпрессора и, таким образом, представляет собой дополнительное сопротивление в выпускной магистрали двигателя [4]. Оценке влияния возникающего противодавления на рабочие параметры турбодизеля заданной эффективной мощности и прежде всего на удельный эффективный расход топлива двигателя посвящена данная работа.

Математические исследования выполнены для турбодизеля мощностью 404 кВт типа 12ЧН13/14 (с непосредственным впрыском топлива в цилиндры, четырехклапанными индивидуальными головками цилиндров) с турбовентиляторной системой ОНВ типа «воздух-воздух» на номинальном режиме.

Компьютерные расчеты выполнены по предварительно разработанной программе, моделирующей работу турбодизеля. Суть расчетной методики, реализованной в программе, заключается в определении противодавления в выпускной системе турбодизеля, обусловленного мощностью и мощностным КПД $\eta_{тв}$ турбины турбовентилятора, и воздействия этого давления на насосные потери, величину механического и эффективного КПД двигателя. Индикаторный КПД двигателя и уровень гидродинамического сопротивления органов газообмена определялись по зависимостям, полученным на базе статистических данных, накопленных при испытании автотракторных турбодизелей.

Математическая модель турбодизеля с силовой турбиной включает в себя следующие условия и допущения:

- давление и температура газов в выпускном и во впускном трубопроводах постоянны и равны средним значениям в течение цикла;
- при различных вариантах турбины турбовентилятора КПД турбины и компрессора агрегата турбонаддува постоянные;

- потери тепла в трубопроводах отсутствуют.

При определении мощности механических потерь турбодизеля с турбовентиляторной системой ОНВ входящие в них в общем случае мощность на привод вентилятора и гидродинамическое сопротивление глушителя шума отработанных газов не учитывались.

Поскольку мощность турбины обусловлена (с учетом механического КПД подшипниковых опор турбовентилятора) мощностью N_B приводимого вентилятора, то в ходе расчетов варьировались значения мощностного КПД $\eta_{\text{ТТВ}}$ вариантов турбины при мощности N_B вентилятора: 2,5; 4; 8 кВт и температуре $t_{\text{ат}}$ атмосферного воздуха: 20, 30, 40 °С (атмосферное давление 101300 Па).

По результатам расчетов построены (рисунок 1), в частности, зависимости отношений (обозначены \bar{g}_e) удельного эффективного расхода топлива g_e турбодизелем с механическим приводом вентилятора ОНВ к удельному эффективному расходу топлива $g_{e\text{ТТВ}}$ двигателем с турбовентиляторной системой ОНВ.

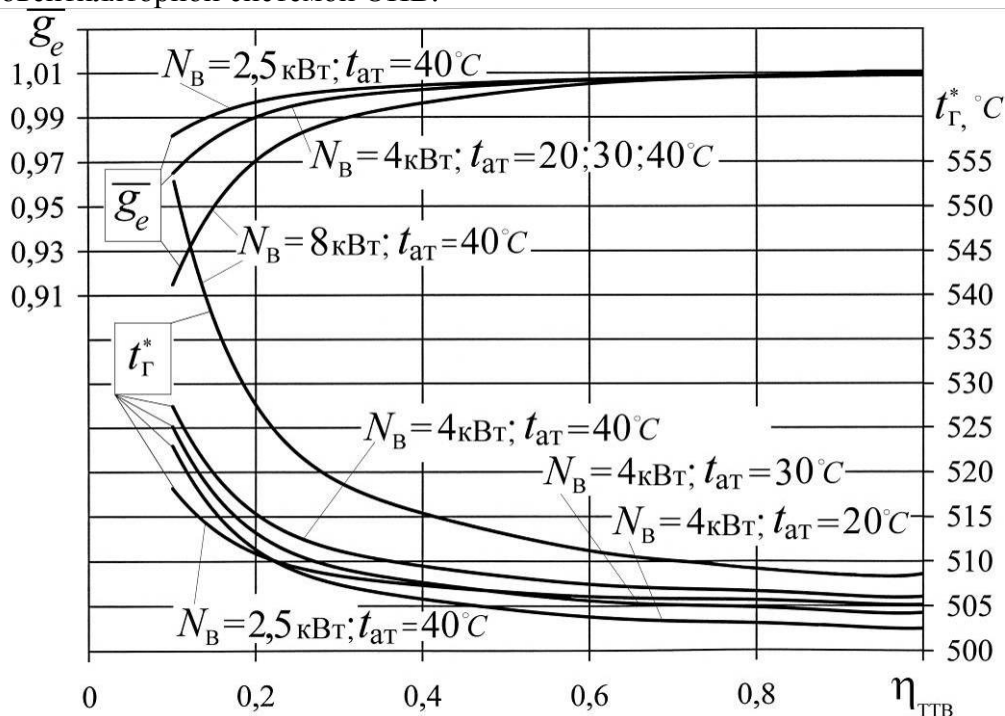


Рисунок 1 – Отношение \bar{g}_e удельного эффективного расхода топлива турбодизелем с механическим приводом вентилятора ОНВ к удельному эффективному расходу топлива двигателем с турбовентиляторной системой ОНВ, температура $t_{\text{Г}}^*$ газов турбодизеля с турбовентиляторной системой ОНВ при мощностных КПД $\eta_{\text{ТТВ}}$ вариантов турбин привода вентилятора мощностью N_B и при температурах $t_{\text{ат}}$ атмосферного воздуха

Из полученных зависимостей установлено, что при мощностных КПД $\eta_{\text{ТТВ}}$ вариантов турбины ниже 25-30% и при увеличении мощности N_B вариантов вентилятора расход топлива двигателем с турбовентиляторной системой ОНВ возрастает более чем на 5%.

При этом температура $t_{\text{Г}}^*$ газов, выходящих из поршневой группы, увеличивается почти на 50 градусов, но значения $t_{\text{Г}}^*$ остаются в диапазоне, соответствующем нормальным условиям работы двигателя.

Зависимость величин \bar{g}_e и $t_{\text{Г}}^*$ от температуры $t_{\text{ат}}$ атмосферного воздуха в диапазоне рассмотренных значений несущественная.

Также установлено, что при вариантах турбин с мощностным КПД $\eta_{\text{тв}}$ более 25-30% имеет место выигрыш в расходе топлива турбодизелем с турбовентиляторной системой ОНВ (значение \bar{g}_e выше единицы), увеличивающийся с ростом $\eta_{\text{тв}}$.

Увеличение КПД $\eta_{\text{тв}}$ вариантов турбины турбовентилятора на несколько абсолютных процентов при высоких значениях $\eta_{\text{тв}}$ приводит к относительно незначительному изменению величины $\eta_{\text{тв}}$, в отличие от такого же увеличения в области низких значений $\eta_{\text{тв}}$ (левая часть графиков). Поэтому при значении $\eta_{\text{тв}}$ около 65% линии \bar{g}_e сходятся в общую для трех рассмотренных полезных нагрузок турбины линию. Далее с ростом значений $\eta_{\text{тв}}$ более 80-85% рост \bar{g}_e несколько замедляется, в пределе приближаясь к одному проценту.

Выводы

На основании приведенных данных могут быть сделаны следующие выводы.

При высоких КПД лопаточных машин использование турбовентиляторной системы ОНВ по крайней мере не приведет к ухудшению расхода топлива турбодизелем на номинальном режиме работы, а может иметь место выигрыш в расходе топлива турбодизелем с турбовентиляторной системой ОНВ по сравнению с двигателем без турбовентилятора.

Высокий КПД вентилятора турбовентиляторной системы ОНВ при требуемой производительности и напоре обуславливает уменьшение нагрузки турбины и величины противодавления в двигателе. В этом случае выигрыш в расходе топлива двигателем на номинальном режиме наступает при меньших значениях КПД турбины.

При КПД турбины около 70% выигрыш в расходе топлива двигателем на номинальном режиме имеет место для сравнительно большого диапазона нагрузки турбины. Это позволяет при согласовании турбомашин в составе турбовентилятора широко варьировать параметры вентилятора турбовентиляторной системы ОНВ и прежде всего КПД вариантов; рост противодавления в этом случае практически не сказывается на получении выигрыша в расходе топлива.

Если турбовентиляторная система ОНВ предназначена для турбодизеля с продолжительной работой на частичных нагрузках, что обуславливает длительную работу лопаточных машин в составе турбовентилятора на нерасчетных режимах, то в этом случае, по-видимому, необходимо достичь максимальных значений КПД как вентилятора, так и турбины привода.

В заключение следует отметить, что предлагаемая турбовентиляторная система ОНВ может быть рекомендована к использованию в первую очередь на тяжело нагруженных транспортных средствах: тяжелых и сверхтяжелых карьерных самосвалах, грузовиках-трейлерах, средних и мощных промышленных тракторах; а также на стационарных однорежимных энергетических установках, приводящих электрогенераторы, различные технические насосы, нагнетатели и т.д.

Литература

1. Конструкция автомобиля /Под общ. ред. Карунина А.Л./ Том II. Двигатель / Райков И.Я., Макаров А.Р., Сергиевский А.В. и др. Под ред. Райкова И.Я. – М.: МАМИ, 2001. с. 465-561.
2. Андреевков А.А., Давыдов Б.Н., Костюков А.В. Турбовентилятор для системы охлаждения дизеля большой мощности. «Автомобильная промышленность», 2001, № 7, с. 16-18.
3. Кустарев Ю.С., Костюков А.В., Андреевков А.А. Исследование высокоэффективного турбовентилятора для системы охлаждения турбодизельной силовой установки тяжелого грузовика. «Известия МГТУ «МАМИ»», 2008, № 1, с. 56-62.
4. Андреевков А.А., Костюков А.В. Результаты разработки и исследования турбовентилятора для системы охлаждения транспортного турбодизеля. «Двигатель», 2008, № 5, с. 14-16.

Математическое описание и оптимизация рабочих характеристик трансмиссии и тормозного управления в задачах оптимального проектирования автомобилей

к.т.н. доц. Ахмедов А.А., д.т.н. проф. Бахмутов С.В.

Университет машиностроения

akhm@mami.ru, 8 (495) 223-05-23, доб. 1587

Аннотация. Представлены обобщенные рабочие характеристики трансмиссии и тормозного управления автомобиля для постановки и решения многокритериальных параметрических задач с регулируемыми конструктивными параметрами. Получены характеристики регулирования конструктивных параметров трансмиссии и тормозного управления легкового автомобиля класса В с учетом микропрофиля дороги.

Ключевые слова: многокритериальная параметрическая оптимизация, автомобильная техника, управляемость и устойчивость, трансмиссия, тормозное управление, микропрофиль дороги.

Разработка проектной технологии создания автомобильной техники с адаптивными регулируемыми системами является актуальной задачей. В [1] представлена методика постановки и решения многокритериальных параметрических оптимизационных задач с регулируемыми параметрами, и на примере легкового автомобиля класса В найдены законы регулирования подвески в различных дорожных условиях. Методика оптимизации предполагает подход к постановке и решению задачи в трех вариантах: методика пошагового решения, методика непрерывного решения и методика комбинированного решения. Методика является развитием двухэтапной проектной технологии решения многокритериальных параметрических задач в области автомобильной техники [1].

На первом этапе постановки задачи реальная конструкция узла заменяется обобщенным описанием, представленным в виде набора рабочих характеристик [2]. В процессе оптимизации выполняется поиск оптимальных параметров рабочих характеристик по заданным критериям качества. Параметры регулируемых рабочих характеристик также представлены в виде полиномов [2].

Рабочие характеристики трансмиссии

Описание крутящего момента $M_{тр}$, подводимого к ведущему колесу, имеет вид:

$$M_{тр} = M_e \cdot \eta_{тр} \cdot i_{тр} \cdot K_G \cdot K_{кин} \cdot K_{отб} \cdot K_{кор} \quad (1)$$

где: M_e – крутящий момент ДВС, $\eta_{тр}$ – КПД трансмиссии, $i_{тр}$ – передаточное число трансмиссии, K_G – коэффициент перераспределения вертикальных реакций автомобиля; $K_{кин}$ – коэффициент кинематического согласования момента, устраняющий циркуляцию мощности; $K_{отб}$ – коэффициент отбора крутящего момента, повышающий проходимость автомобиля; $K_{кор}$ – коэффициент коррекции, учитывающий дорожные условия движения автомобиля.

Известно, что M_e представляет собой функцию частоты вращения коленчатого вала n_e и степени открытия дроссельной заслонки λ , т.е. $M_e = f(n_e, \lambda)$, при этом известна внешняя скоростная характеристика ДВС.

Начальными условиями являются кинематические параметры движения автомобиля: поступательная продольная скорость u :

$$u = \frac{\omega_e \cdot r_d}{i_{тр}} = \frac{2\pi \cdot n_e \cdot r_d}{i_{тр}}, \quad (2)$$

где: ω_e – угловая скорость коленчатого вала ДВС, r_d – динамический радиус колеса,

и линейное продольное ускорение j_x (в случае неравномерного движения):

$$j_x = \frac{du}{dt}, \text{ где } t - \text{ время.}$$

Если задать частоту вращения коленчатого вала n_e , то из выражения (2) определим $i_{тр}$.

Момент, необходимый для обеспечения поступательного движения автомобиля с заданными u и j_x , определяется из выражения:

$$M_\phi = \left(G_a \cdot [f_0 \cdot (1 + A \cdot u^2) \cdot \cos \alpha + \sin \alpha] + M_a \cdot j_x \cdot \sigma + c_x \cdot \frac{\rho \cdot F \cdot u^2}{2} \right) \cdot r_d, \quad (3)$$

где: G_a – сила тяжести автомобиля, M_a – масса автомобиля, f_0 – постоянный коэффициент сопротивления качению, A – коэффициент роста скорости, α – угол продольного профиля дороги, σ – коэффициент учета инерции вращающихся масс автомобиля, c_x – коэффициент сопротивления воздуха вдоль оси x , ρ – плотность воздуха, F – площадь мидельного сечения.

Для удобства моделирования неравномерного движения с известными значениями u и j_x , целесообразно задать требуемую продольную силу инерции F_{jx} , приложенную к центру масс автомобиля:

$$F_{jx} = M_a \cdot j_x \cdot \sigma. \quad (4)$$

Требуемый момент коленчатого вала ДВС определяется из выражения:

$$M_e = \frac{M_\phi}{i_{тр} \cdot \eta_{тр}} + J_e \cdot \frac{d\omega_e}{dt}, \quad (5)$$

где: J_e – момент инерции вращающихся масс ДВС.

Коэффициент K_G можно записать в виде:

$$K_G = D_{стат} + D_{дин}, \quad (6)$$

где: $D_{стат}$, $D_{дин}$ – коэффициенты, учитывающие соответственно статическое и динамическое перераспределение вертикальных реакций автомобиля.

$D_{стат}$ можно представить в виде функции от вертикального перемещения центра масс z , продольного q_a и бокового p_a кренов кузова автомобиля: $D_{стат} = f(z, q_a, p_a)$ или в виде суммы:

$$D_{стат} = U_z^{стат} + U_q^{стат} + U_p^{стат}, \quad (7)$$

где: $U_z^{стат}$ – коэффициент межколесного перераспределения вертикальных реакций, вызванный вертикальным перемещением центра масс автомобиля (z);

$U_q^{стат}$, $U_p^{стат}$ – коэффициенты соответственно межосевого и межбортового статического перераспределения вертикальных реакций, вызванные продольным (q_a) и боковым (p_a) креном кузова.

С достаточной точностью эти коэффициенты можно представить в виде квадратичных полиномов:

$$\begin{aligned} U_z^{стат} &= A_{z0} + A_{z1} \cdot z + A_{z2} \cdot z^2, \\ U_q^{стат} &= A_{q0} + A_{q1} \cdot q_a + A_{q2} \cdot q_a^2, \\ U_p^{стат} &= A_{p0} + A_{p1} \cdot p_a + A_{p2} \cdot p_a^2. \end{aligned} \quad (8)$$

Коэффициент A_{z0} представляет собой исходное распределение сцепного веса и может

быть определен как $A_{z0} = R_z / G_{\text{сц}}$. A_{z0} определяется бортовым ЭВМ в статическом положении автомобиля или изначально закладывается в конструкцию автомобиля. $G_{\text{сц}}$ – сцепной вес автомобиля.

A_{q0} и A_{p0} удобно представить равными 0, так как перераспределение крутящего момента при нулевых значениях q_a и p_a в статике учтены с помощью A_{z0} . С целью повышения устойчивости автомобиля желательно не использовать межбортовое статическое перераспределение вертикальных реакций ($U_p^{\text{стат}} = 0$). Требуемое повышение проходимости обеспечивается за счет $K_{\text{отб}}$, описанного далее.

Коэффициенты выражения (8) имеют физический смысл приведенных рабочих характеристик жесткости подвески автомобиля и могут быть найдены расчетным или экспериментальным путем. Значение $D_{\text{стат}}$ определяется бортовой ЭВМ автомобиля до начала движения и далее, в процессе движения, $D_{\text{стат}}$ считается постоянным; коррекция $D_{\text{стат}}$ возможна только на остановке или при равномерном прямолинейном движении.

По аналогии с $D_{\text{стат}}$, $D_{\text{дин}}$ можно представить в виде функции от вертикального j_z , продольного j_x и бокового j_y ускорений центра масс автомобиля $D_{\text{дин}} = f(j_z, j_x, j_y)$ или в виде суммы:

$$D_{\text{дин}} = U_z^{\text{дин}} + U_q^{\text{дин}} + U_p^{\text{дин}}, \quad (9)$$

где: $U_z^{\text{дин}}$ – коэффициент межколесного перераспределения вертикальных реакций, вызванных вертикальным ускорением центра масс автомобиля (j_z);

$U_q^{\text{дин}}$, $U_p^{\text{дин}}$ – коэффициенты соответственно межосевого и межбортового динамического перераспределения вертикальных реакций.

Как и в предыдущем случае, коэффициенты можно представить в виде квадратичных полиномов:

$$\begin{aligned} U_z^{\text{дин}} &= B_{z0} + B_{z1} \cdot j_z + B_{z2} \cdot j_z^2, \\ U_q^{\text{дин}} &= B_{q0} + B_{q1} \cdot j_x + B_{q2} \cdot j_x^2, \\ U_p^{\text{дин}} &= B_{p0} + B_{p1} \cdot j_y + B_{p2} \cdot j_y^2. \end{aligned} \quad (10)$$

По аналогии с (8), в выражении (10) коэффициенты B_{z0} , B_{q0} и B_{p0} удобно представить равными 0, так как статическое перераспределение вертикальных реакций учтено с помощью $D_{\text{стат}}$. Параметр $U_p^{\text{дин}}$ также может быть принят равным нулю с целью повышения устойчивости.

Коэффициенты, входящие в выражение (10), могут быть определены расчетным или экспериментальным образом, за счет нагружения автомобиля силой вдоль оси z , и моментом относительно осей x и y соответственно, приложенным к центру масс. Коэффициенты выражения (10) имеют физический смысл приведенных рабочих характеристик жесткости подвески.

Таким образом, с помощью $D_{\text{стат}}$ и $D_{\text{дин}}$ учитывается перераспределение силы тяжести между ведущими колесами автомобиля.

Кинематическое согласование частот вращения колес при криволинейном движении, устраняющее циркуляцию мощности за счет перераспределения крутящего момента реализуется с помощью $K_{\text{кин}}$.

В таблице 1 представлены выражения для определения $K_{\text{кин}}$ для двухосного автомобиля в зависимости от расположения колес, полученные с помощью [3]. В этой таблице: δ –

угол поворота переднего управляемого колеса соответствующего борта; δ_1, δ_2 – углы увода переднего и заднего колес соответствующего борта; L – колесная база автомобиля; B – колея автомобиля.

Таблица 1

Формула определения коэффициента кинематической коррекции

Положение колеса	Формула
Передняя ось забегающего борта	$\frac{L / [\sin(\delta - \delta_1) + \sin \delta_2]}{L / [\sin(\delta - \delta_1) + \sin \delta_2] + B / 2}$
Передняя ось отстающего борта	$\frac{L / [\sin(\delta - \delta_1) + \sin \delta_2]}{L / [\sin(\delta - \delta_1) + \sin \delta_2] - B / 2}$
Задняя ось забегающего борта	$\frac{L / [tg(\delta - \delta_1) + tg \delta_2]}{L / [tg(\delta - \delta_1) + tg \delta_2] + B / 2}$
задняя ось отстающего борта	$\frac{L / [tg(\delta - \delta_1) + tg \delta_2]}{L / [tg(\delta - \delta_1) + tg \delta_2] - B / 2}$

$K_{отб}$ служит для устранения буксования колес в момент начала движения; используется при низких скоростях движения до 10 км/ч.

$$K_{отб} = D_{МО} \cdot D_{МБ}, \quad (11)$$

где: $D_{МО}$ и $D_{МБ}$ – соответственно межосевое и межбортовое (в пределах одной оси) перераспределение крутящего момента, существенно уменьшающее буксование.

$$D_{МО} = A_{МО0} + A_{МО1} \cdot \Delta_{МО}, \quad D_{МБ} = A_{МБ0} + A_{МБ1} \cdot \Delta_{МБ}, \quad (12)$$

Здесь $\Delta_{МО}, \Delta_{МБ}$ – соответственно межосевая и межбортовая (в пределах одной оси) относительная разница частот вращения; $A_{МОi}$ и $A_{МБi}$ – коэффициенты рабочей характеристики (12). $A_{МО1}$ и $A_{МБ1}$ удобно представить равными 1.

На рисунках 1 и 2 представлены рабочие характеристики $D_{МО}$ и $D_{МБ}$.

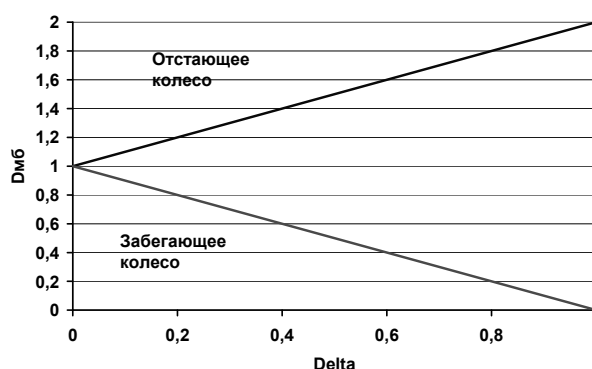
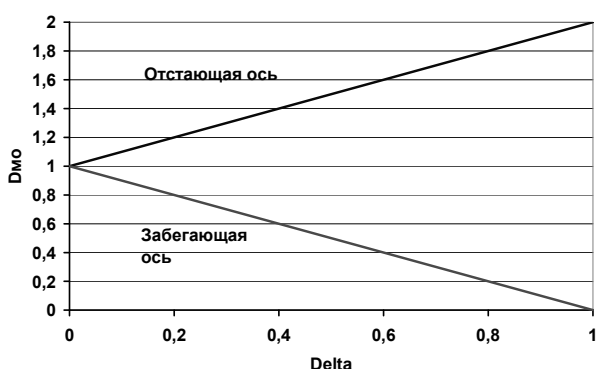


Рисунок 1 – Рабочая характеристика $D_{МО}$ крутящего момента

Рисунок 2 – Рабочая характеристика $D_{МБ}$ крутящего момента

$K_{кор}$ можно представить в виде функции от коэффициента продольного проскальзывания S_x и параметра микропрофиля дороги ξ : $K_{кор} = f(S_x, \xi)$ или в виде произведения:

$$K_{кор} = U_S \cdot U_\xi. \quad (13)$$

Ограничение по проскальзыванию колеса U_S с удовлетворительной степенью точности

может быть представлено в виде линейной зависимости:

$$U_S = A_{s0} + A_{s1} S_x, \quad (14)$$

где: S_x – проскальзывание колеса вдоль оси x .

Коэффициенты выражения (14) могут быть найдены расчетным путем при различных значениях S_x . U_S может принимать значения от 0 ($S_x = 1$) до 1 ($S_x = 0$), в связи с чем $A_{s0} = 1$.

Так же, как и U_S , U_ξ может быть представлено в виде в виде линейной зависимости:

$$U_\xi = A_{\xi0} + A_{\xi1} \cdot \xi. \quad (15)$$

Как и в предыдущем случае, коэффициенты выражения (15) могут быть найдены расчетным и экспериментальным путем при различных значениях ξ , а коэффициент $A_{\xi0}$ удобно считать равным 1. В качестве ξ могут выступать дисперсии ординат микропрофиля дороги или вертикального ускорения центра масс автомобиля. U_ξ может принимать значения от 0 (высокочастотное дорожное воздействие) до 1 (ровное дорожное покрытие).

Рабочие характеристики тормозного управления

По аналогии с обобщенным описанием трансмиссии, представим тормозной момент M_τ , подводимый к колесу, в виде:

$$M_\tau = M_{ГТЦ} \cdot K_{G\tau} \cdot K_{кор\tau}. \quad (16)$$

где: $M_{ГТЦ}$ – момент, создаваемый главным тормозным цилиндром;

$K_{G\tau}$ – коэффициент перераспределения вертикальных реакций;

$K_{кор\tau}$ – коэффициент коррекции, учитывающий дополнительные условия движения автомобиля.

Известно, что $M_{ГТЦ}$ пропорционален требуемой силе торможения с заданным замедлением $-j_x$. При известных u и $-j_x$, требуемую продольную силу торможения P_τ , приложенную к центру масс автомобиля, можно задать по аналогии с выражением (4):

$$P_\tau = -F_{jx} = -M_a \cdot j_x \cdot \delta / r_d. \text{ Тогда } M_{ГТЦ} = P_\tau \cdot r_d. \quad (17)$$

В отличие от K_G , $K_{G\tau}$ учитывает перераспределение силы тяжести между всеми колесами автомобиля. В этом случае $A_{z0} = R_z / G_a$.

С целью повышения устойчивости в модели тормозного управления $U_p^{стат} = 0$ и $U_p^{дин} = 0$.

Коэффициент коррекции, учитывающий условия движения автомобиля $K_{кор\tau}$, является аналогом $K_{кор}$ и определяется согласно вышеизложенной методике. В отличие от $K_{кор}$, $K_{кор\tau}$ учитывает перераспределение силы тяжести и условия качения всех колес автомобиля.

Для легкового автомобиля класса В, исходное математическое описание которого представлено в [2], согласно методике, изложенной в [1], получены рабочие характеристики трансмиссии и тормозного управления $U_z^{стат}$, $U_q^{стат}$, $U_p^{стат}$, $U_z^{дин}$, $U_q^{дин}$, $U_p^{дин}$, U_S и U_ξ представлены на рисунках с 3 по 6. Ввиду того, что расчеты выполнены для автомобиля с постоянным полным приводом, характеристики трансмиссии и тормозного управления, связанные с перераспределением вертикальных реакций, совпали. Характеристики имеют линейный вид, что объясняется наличием исходных данных в виде линейных зависимостей. При этом удовлетворительная точность решения задачи сохранена.

При постановке задачи оптимизации в качестве параметров выступали коэффициенты,

входящие в выражения (8), (10), (13), (14). В качестве критериев выступали 20 критериев управляемости и устойчивости и один критерий плавности хода [1]. Оптимизационные расчеты были реализованы согласно методике пошагового решения [1].

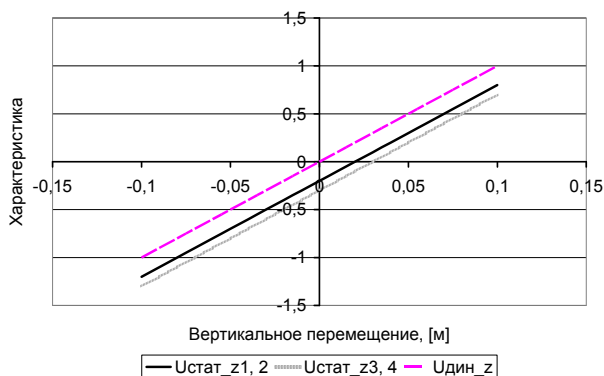


Рисунок 3 – Рабочие характеристики крутящего и тормозного момента $U_z^{стат}$, $U_z^{дин}$

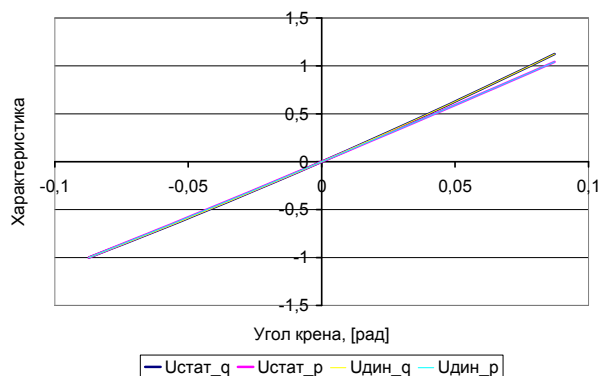


Рисунок 4 – Рабочие характеристики крутящего и тормозного момента $U_q^{стат}$, $U_p^{стат}$, $U_q^{дин}$, $U_p^{дин}$

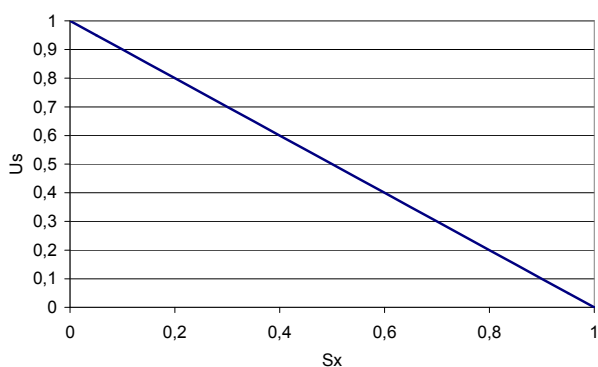


Рисунок 5 – Рабочие характеристики крутящего и тормозного момента U_S

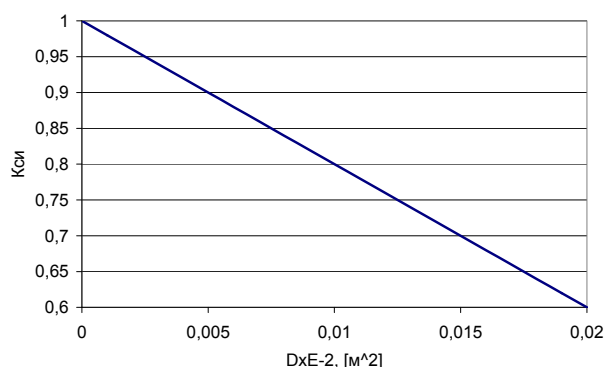


Рисунок 6 – Рабочие характеристики крутящего и тормозного момента U_ξ

Выводы

- Предложенные варианты реализации математического описания трансмиссии и тормозного управления не требуют дополнительных электронных систем, исключающих блокировку и полное проскальзывание колес, за счет оптимального (по заданным критериям качества) распределения тяговых и тормозных моментов на колесах с учетом условий движения автомобиля. Данный вывод не относится к системам динамической стабилизации.
- В общем случае рабочие характеристики трансмиссии и тормозного управления автомобиля могут быть представлены в виде квадратичных полиномов. В некоторых случаях, с учетом исходных параметров, возможно использование линейных зависимостей при сохранении точности решения.
- С ухудшением дорожных условий желательно уменьшение величины подводимого крутящего момента (до 60% от исходного значения) в целях обеспечения требуемых характеристик устойчивости и управляемости.

Литература

1. Бахмутов С.В., Ахмедов А.А., Орлов А.Б. Методика оптимизации законов регулирования подвески автомобиля с учетом условий эксплуатации. // Известия МГТУ «МАМИ». Научный рецензируемый журнал. М., МГТУ «МАМИ», 2012, № 1 (13), с. 16-23.
2. Бахмутов С.В., Ахмедов А.А., Карунин А.Л. Совершенствование характеристик управляемости и устойчивости легкового автомобиля в условиях случайного микропрофиля дороги. // «Современные тенденции развития автомобилестроения в России» (сборник тру-

дов). Тольятти. 26-28 мая 2004. Т. 2, стр. 70–76.

3. Кравец В.Н., Селифонов В.В. Теория автомобиля. Учебник для вузов. М., «Гринлайт+». 2011. 884 с.

Стенд для испытаний ременных передач на тяговую способность и коэффициент полезного действия

к.т.н. проф. Баловнев Н.П., Дмитриева Л.А., Семин И.Н.
Университет машиностроения
(495) 223-05-23, доб. 1500, dm@tami.ru

Аннотация. Описываются экспериментальный стенд для исследований тяговой способности и коэффициента полезного действия ременных передач с различными способами натяжения ремня.

Ключевые слова: ременная передача, способ натяжения, тяговая способность, коэффициент полезного действия

Тяговая способность ременных передач зависит от многих факторов, в том числе от способа натяжения ремня [1, 2]. Поэтому для сравнительных испытаний клиноременных передач с различными способами натяжения ремня был разработан, смонтирован и отлажен универсальный экспериментальный стенд, позволяющий вести испытания передач, выполненных по схемам, показанным на рисунке 1. Основой послужил стенд, описанный в работе [3], претерпевший, однако, существенную модернизацию.

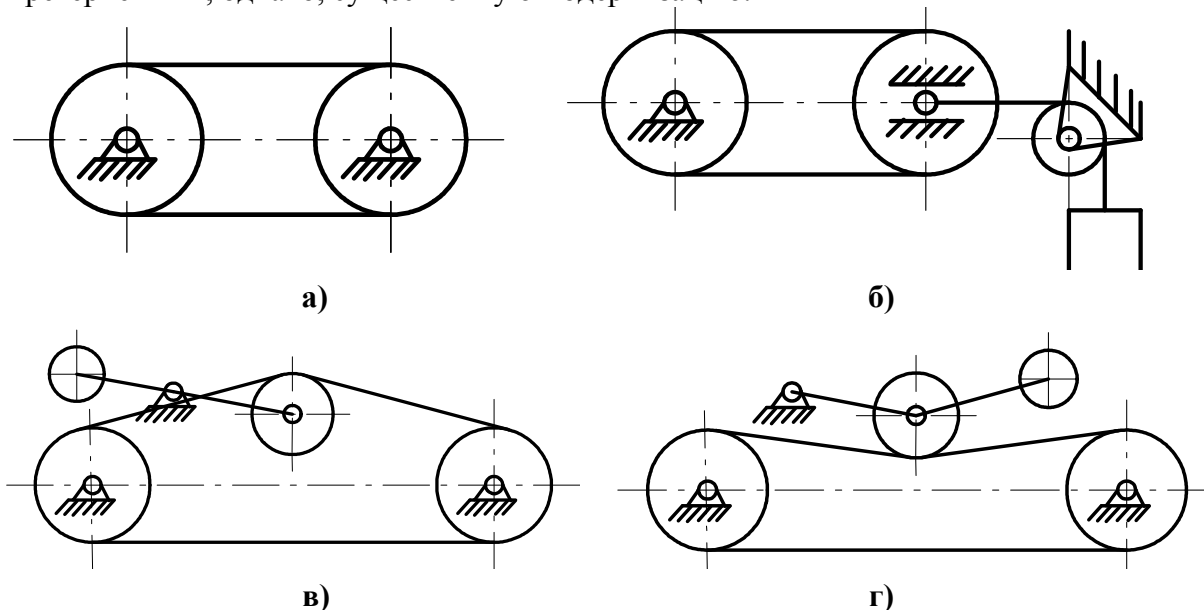


Рисунок 1 – Схемы передач с различными способами натяжения ремня: а - с натяжением ремня за счет его упругости (передача с закрепленными валами); б - с автоматическим натяжением ремня с помощью груза и подвижного вала (передача с подвижным валом); в - с автоматическим натяжением подвижным роликом, установленным на ведомой ветви ремня внутри контура ремня; г - с автоматическим натяжением подвижным роликом, установленным на ведомой ветви ремня вне контура ремня

Целью создания универсального стенда и последующих сравнительных экспериментальных исследований явилась необходимость установления рациональных норм натяжений ремней в передачах с различными способами натяжения (рисунок 1). При этом передачу с автоматическим натяжением подвижным роликом, установленным на ведомой ветви ремня было необходимо исследовать в двух вариантах: ролик внутри контура ремня (рисунок 1в) и ролик вне контура ремня (рисунок 1г.). Углы обхвата шкивов в этих передачах могут отличаться весьма значительно, следовательно, различной будет и их тяговая способность.

Общий вид стенда показан на рисунке 2, а его принципиальная схема – на рисунке 3.

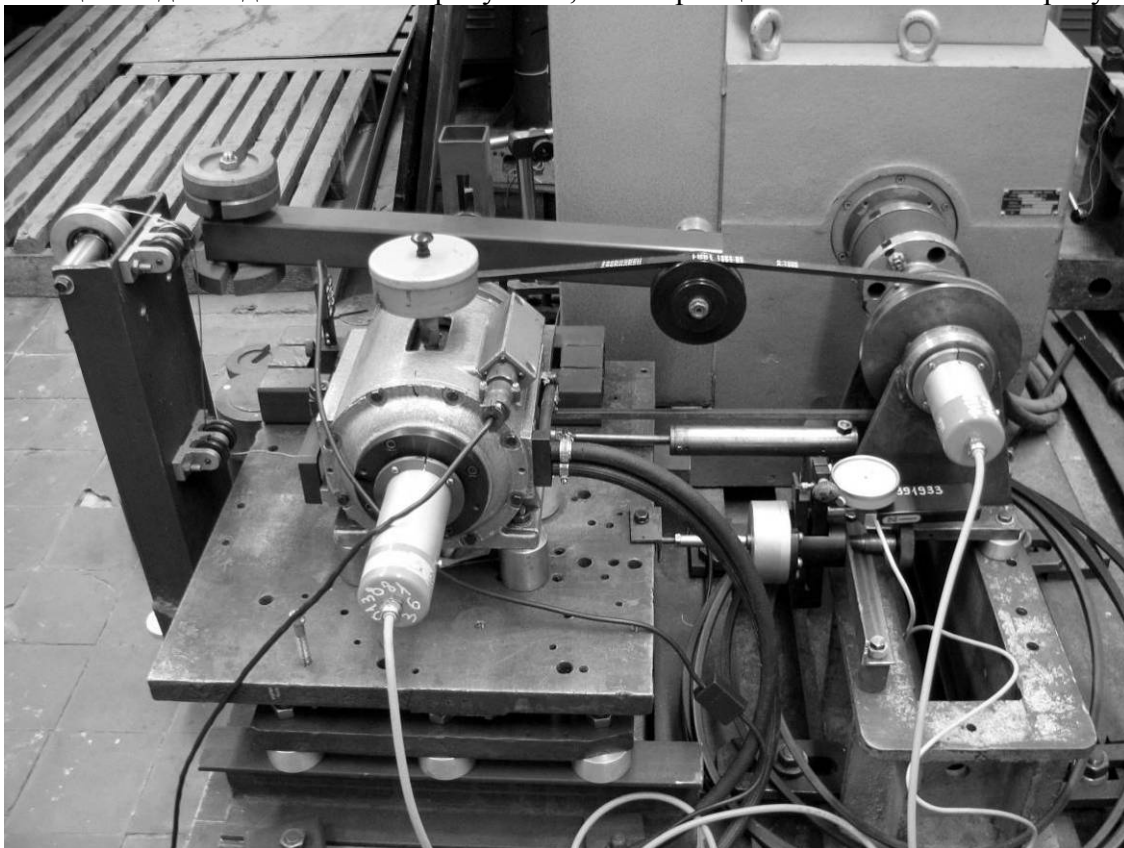


Рисунок 2 - Общий вид стенда

Стенд смонтирован на специальном основании, позволяющем автономно крепить отдельные его узлы, обеспечивая тем самым возможность практически любой их компоновки. В качестве приводного двигателя использована балансирная машина 5 постоянного тока типа 1DS546V со стабилизацией заданной частоты вращения, снабженной моментоизмерительным устройством 4. Система управления дает возможность выбирать направление и плавно изменять частоту вращения ведущего шкива от 0 до 10000 мин⁻¹. Узел ведущего шкива 11 установлен на автономной раме и соединен с валом двигателя упругой муфтой 10.

Нагружение передач осуществляется порошковым тормозом ПТ-6М 2, снабженным силоизмерительным устройством 12 с индикатором часового типа, обеспечивающим измерение момента T_2 . Он установлен на подвижной плите 8. Это позволяет изменять межосевое расстояние передачи в некоторых пределах и осуществлять автоматическое натяжение ремня в передаче типа «б». Натяжение в этом случае осуществляется с помощью подвесного груза 6.

Натяжение ремня в передачах «в» и «г» осуществляется роликом 9, установленным на качающемся двуплечном рычаге 7. Рычаг уравновешен, поэтому натяжение ремня осуществляется тарированными грузами 1, подвешенными для передачи «в», как показано на схеме, или непосредственно на ось ролика 9 для передачи «г».

Для измерения частот вращения ведущего и ведомого шкивов используются инкрементальные энкодеры 13 и 14.

Измерение других параметров также осуществляется через специальные фотоэлектрические растровые датчики перемещения (с точностью 0,01 мм для измерения моментов и с точностью 0,001 мм для измерения суммарного натяжения ремня), подключаемые через систему сопряжения к компьютеру, что позволяет вести сбор и обработку получаемой информации в автоматическом режиме с последующим построением кривых скольжения и КПД при помощи специально разработанного пакета программ.

Суммарное натяжение ветвей ремня при испытаниях передач «б», «в» и «г» измеряется с помощью силоизмерительного устройства 15 по величине деформации плоской тарированной пружины, снабженной индикатором часового типа 16.

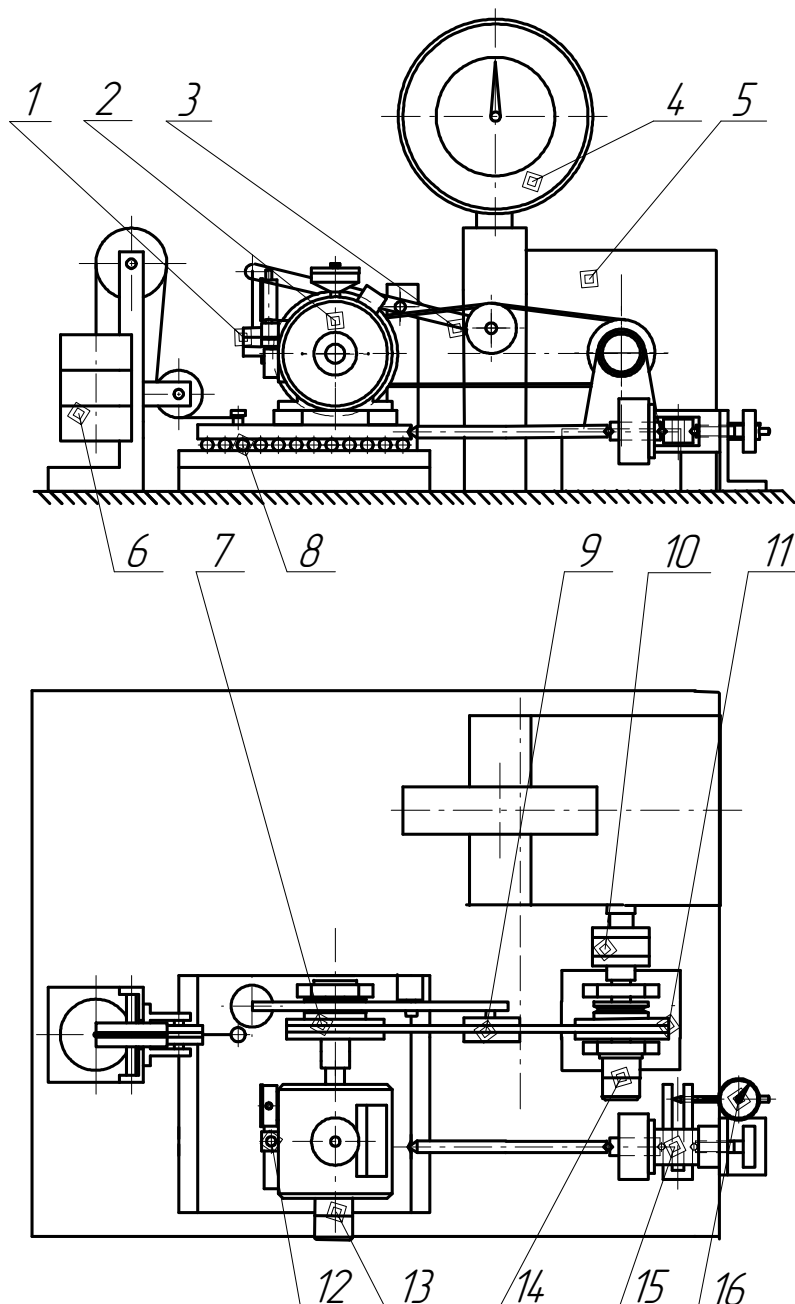


Рисунок 3 – Принципиальная схема стенда:

- 1 – тарированные грузы; 2 – порошковый тормоз; 3 – двуплечный рычаг;
 4 – моментоизмерительное устройство; 5 – балансирная машина; 6 – подвесной груз;
 7 – ведомый шкив; 8 – подвижная плита; 9 – натяжной ролик; 10 – упругая муфта;
 11 – узел ведущего шкива; 12 – силоизмерительное устройство; 13 – энкодер ведомого шкива;
 14 – энкодер ведущего шкива; 15 – силоизмерительное устройство;
 16 – индикатор силоизмерительного устройства**

Стенд позволяет проводить испытания как в статическом (с дискретным ступенчатым нагружением), так и в динамическом режиме. Для этого было разработано, изготовлено и установлено дополнительное оборудование, подключаемое к компьютеру, дающее возможность изменять момент на ведомом шкиве как вручную, так и по определенному закону (синусоида, треугольник, меандр) с различным периодом [3].

Установка начальных натяжений в передаче «б» осуществляется грузом 10, а в передачах «а», и «г» на холостом ходу по индикатору 18 посредством тарированной пружины силоизмерительного устройства. При этом в передачах «в» и «г» отклонение ведомой ветви

ремня минимально возможное в пределах 3,27...24, 61 градусов. Это позволило сделать допущение о том, что

$$F_1 + F_2 \approx F_0 + F_{0(2)} \cdot \cos \gamma. \quad (1)$$

Здесь F_1 и F_2 – предварительное натяжение ведущей и ведомой ветвей ремня соответственно; $F_{0(2)}$ – предварительное натяжение ведомой ветви ремня; γ – угол отклонения ведомой ветви ремня от горизонтали.

Погрешность установки начального натяжения для всех режимов составила от 0,1% до 4,5%.

Измерение углов наклона ведомой ветви ремня осуществлялось с помощью фотографирования на цифровую фотокамеру с последующей ее обработкой в графическом редакторе «Компас-график» (рисунок 4).

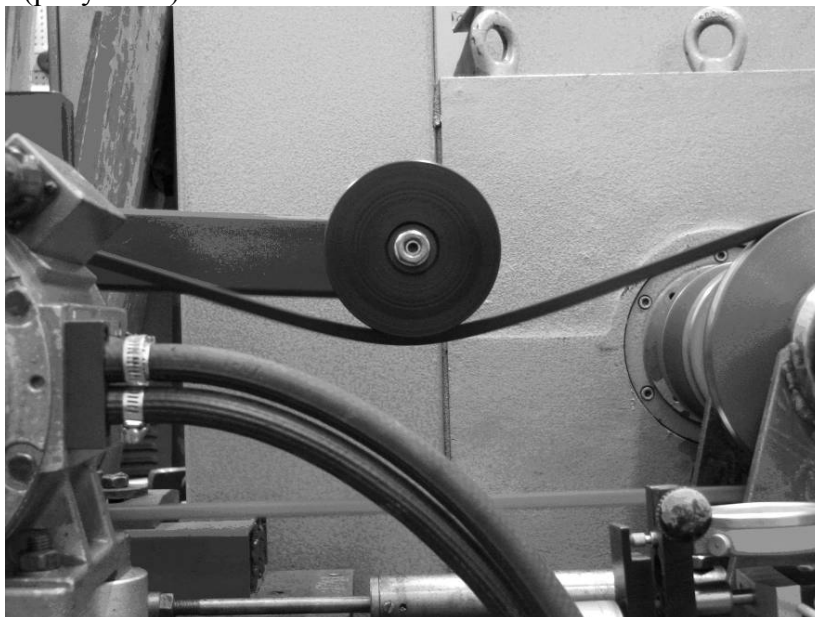


Рисунок 4 - Фотография для измерения угла наклона ведомой ветви ремня
Коэффициент тяги в процессе обработки результатов рассчитывался по формуле:

$$\psi = \frac{2 \cdot T_2}{F_{\Sigma} \cdot d_1}, \quad (2)$$

где: T_2 – момент на валу тормоза;

$F_{\Sigma} = F_1 + F_2$ – суммарное натяжение ветвей ремня;

d_1 – расчетный диаметр ведущего шкива.

Скольжение определялось по выражению

$$\xi = \frac{(n_1 - n_2) \cdot i_0}{n_1}, \quad (3)$$

где: n_1 и n_2 – частоты вращения ведущего и ведомого шкивов передачи соответственно;

i_0 – передаточное отношение на холостом ходу.

Выводы

1. Разработан универсальный стенд и измерительное оборудование, позволяющее проведение сравнительных испытаний ременных передач с различными способами натяжения ремня.
2. На базе стенда может быть разработана установка для проведения лабораторной работы по сравнительному испытанию ременных передач на тяговую способность и КПД.

Литература

1. Баловнев Н.П., Вавилов П.Г. Пути совершенствования механического привода генератора

энергоснабжения пассажирского вагона. Научный рецензируемый журнал. – М., Известия МГТУ «МАМИ», № 2(4), 2007, с. 76-78.

2. Баловнев Н.П., Вавилов П.Г. О совершенствовании индивидуальной системы энергоснабжения пассажирских вагонов. Тяжелое машиностроение. 2009. № 3. с. 35-39.
3. Семин И.Н. Установка для испытания ременных передач. Научный рецензируемый журнал. – М., Известия МГТУ «МАМИ», 2008, № 1(5), с. 123-127.

Экспериментальная оценка тяговой способности ременных передач с различными способами натяжения ремня

к.т.н. проф. Баловнев Н.П., Дмитриева Л.А., Семин И.Н.
 Университет машиностроения
 (495) 223-05-23, доб. 1500, dm@mami.ru

Аннотация. Описываются результаты экспериментальных исследований тяговой способности ременных передач с различными способами натяжения ремня.

Ключевые слова: клиновой ремень, способ натяжения, тяговая способность

Настоящие экспериментальные исследования проведены с целью установления рациональных норм натяжений ремней в передачах с различными способами натяжения, а именно: с натяжением ремня за счет его упругости (передача «а»); с автоматическим натяжением ремня с помощью груза и подвижного вала (передача «б»); с автоматическим натяжением подвижным роликом, установленным на ведомой ветви ремня (таблица 1).

Передача с автоматическим натяжением подвижным роликом, установленным на ведомой ветви ремня, исследовалась в двух вариантах – ролик внутри контура ремня (передача «в») и ролик вне контура ремня (передача «г»). Это вызвано тем, что углы обхвата шкивов в этих передачах могут отличаться весьма значительно, следовательно, различной будет и их тяговая способность.

Таблица 1.

Схемы передач, силы предварительного натяжения ремня F_0 и исходные соотношения натяжений ветвей ремня $F_1 / F_2 = m$

№ пп	Передача «а» с закрепленными валами		Передача «б» с подвижным валом		Передача «в» с натяжным роликом (ролик внутри контура ремня)		Передача «г» с натяжным роликом (ролик вне контура ремня)	
	F_0 , Н	m	F_0 , Н	m	F_0 , Н	m	F_0 , Н	m
1	184,4	5	178,1	5	178,1	2,33	178,1	2,33
2					59,4	5	59,4	5
3					33,3	8	33,3	8

Испытания передач проведены в сравнительном варианте, т.е. исходными базовыми передачами были передачи «а» и «б», рассчитанные по ГОСТ 1284.3-96 [1]. Для них исходное значение соотношения натяжений ведущей F_1 и ведомой F_2 ветвей ремня принято равным $F_1 / F_2 = m = 5$ [2, 3]. Передачи «в» и «г» испытаны с $m = 5$, $m = 8$, а также с натяжением ведомой ветви ремня $F_2 = F_0$, определенным по ГОСТ 1284.3-96 для передач с автоматическим натяжением, для исключения влияния центробежных сил на тяговую способность.

Испытывались передачи с ремнем нормального сечения «А» длиной $L = 1500$ мм. Расчетные диаметры шкивов передач всех типов были $d_1 = d_2 = 160$ мм. Частота вращения

$$n_1 = 950 \text{ мин}^{-1}.$$

Величину предварительного натяжения для передач «а» и «б» находим из выражения по ГОСТ 1284.3-96 для соотношения натяжений ветвей ремня $F_1 / F_2 = m = 5$:

$$F_0 = 500 \cdot \frac{(2,5 - C_\alpha) \cdot P_{\text{ном}} \cdot C_p}{C_\alpha \cdot V \cdot K} + m_{\text{п}} \cdot V^2, \quad (1)$$

где: C_p – коэффициент динамичности и режима работы;

$P_{\text{ном}}$ – номинальная мощность передачи с одним ремнем, кВт;

C_α – коэффициент, учитывающий угол обхвата на малом шкиве;

C_L – коэффициент, учитывающий длину ремня;

K – количество ремней в передаче;

V – скорость ремня, м/с;

$m_{\text{п}}$ – коэффициент, учитывающий влияние центробежных сил, кг/м.

В передачах «в» и «г» величина предварительного натяжения должна быть иной, так как такие передачи имеют значительный запас по тяговой способности и согласно [4, 5, 6, 7] должны определяться по формуле:

$$F_0 = \left(\frac{m}{m-1} - C_\alpha \right) \cdot \frac{P_{\text{ном}} \cdot C_p}{z \cdot V \cdot C_\alpha}. \quad (2)$$

Здесь z – число ремней в передаче.

При этом рекомендуемое соотношение натяжений ветвей ремня [4, 5, 6] должно быть $m = 8$. Тогда формула (2) принимает вид:

$$F_0 = \frac{10^3 \cdot (1,14 - C_\alpha) \cdot P_{\text{ном}} \cdot C_p}{z \cdot V \cdot C_\alpha}. \quad (3)$$

Для сравнения были испытаны передачи «в» и «г» с натяжением соответствующим $m = 5$. При этом величина предварительного натяжения определится по (2) следующим образом:

$$F_0 = \frac{10^3 \cdot (1,25 - C_\alpha) \cdot P_{\text{ном}} \cdot C_p}{z \cdot V \cdot C_\alpha}. \quad (4)$$

Здесь принято $C_\alpha = 1$, так как предварительное натяжение при испытаниях передач «в» и «г» устанавливалось при минимально возможном отклонении ремня от горизонтали, и начальные углы обхвата были близки к 180° .

Кроме изложенного для сравнения были испытаны передач «в» и «г» при натяжении ведомой ветви ремня $F_2 = F_0 = 178,1$ Н, что соответствует $m = 2,33$.

Все данные по F_0 и m сведены в таблицу 1.

При испытаниях фиксировались моменты на ведущем T_1 и ведомом T_2 валах, суммарное натяжение ветвей ремня $F_\Sigma = F_1 + F_2$, а также частоты вращения ведущего n_1 и ведомого n_2 валов передачи, т.е. параметры, позволяющие получить кривые скольжения и КПД передач. Все параметры фиксировались в динамическом режиме.

По результатам испытаний были построены кривые скольжения и КПД всех испытуемых передач для всех режимов, приведенных в таблице 1. Кривые строились в двух вариантах: по коэффициенту тяги ψ (рисунки 1...3) и моменту T_2 (рисунки с 4 по 6).

Коэффициент тяги в процессе обработки результатов рассчитывался по формуле:

$$\psi = \frac{2 \cdot T_2}{F_\Sigma \cdot d_1}. \quad (5)$$

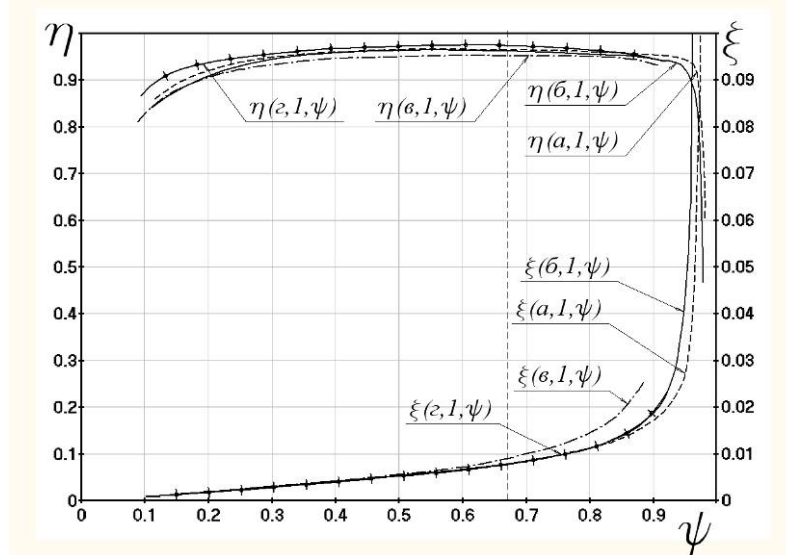


Рисунок 1 – Кривые скольжения и КПД: $\eta(a,1,\psi)$ и $\xi(a,1,\psi)$ – передача с натяжением ремня за счет упругости; $\eta(b,1,\psi)$ и $\xi(b,1,\psi)$ – передача с подвижным валом; $\eta(v,1,\psi)$ и $\xi(v,1,\psi)$ – передача с автоматическим натяжением подвижным роликом, установленным внутри контура ремня при $F_0 = 178,1$ Н; $\eta(z,1,\psi)$ и $\xi(z,1,\psi)$ – передача с автоматическим натяжением подвижным роликом, установленным вне контура ремня при $F_0 = 178,1$ Н

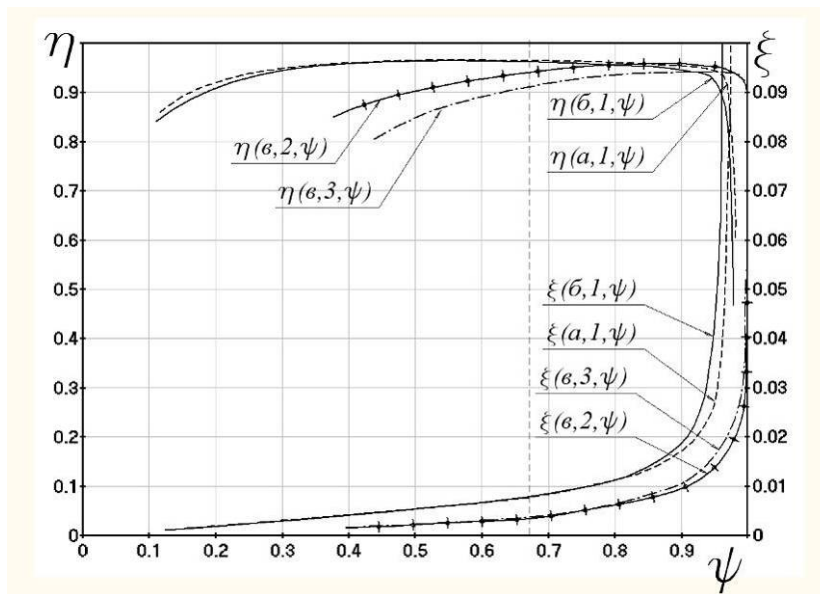


Рисунок 2 – Кривые скольжения и КПД: $\eta(a,1,\psi)$ и $\xi(a,1,\psi)$ – передача с натяжением ремня за счет упругости; $\eta(b,1,\psi)$ и $\xi(b,1,\psi)$ – передача с подвижным валом; $\eta(v,2,\psi)$ и $\xi(v,2,\psi)$ – передача с автоматическим натяжением подвижным роликом, установленным внутри контура ремня при $F_0 = 59,4$ Н; $\eta(v,3,\psi)$ и $\xi(v,3,\psi)$ – передача с автоматическим натяжением подвижным роликом, установленным внутри контура ремня при $F_0 = 33,3$ Н

Скольжение определялось по выражению:

$$\xi = \frac{(n_1 - n_2) \cdot i_0}{n_1}, \quad (6)$$

где: i_0 – передаточное отношение на холостом ходу.

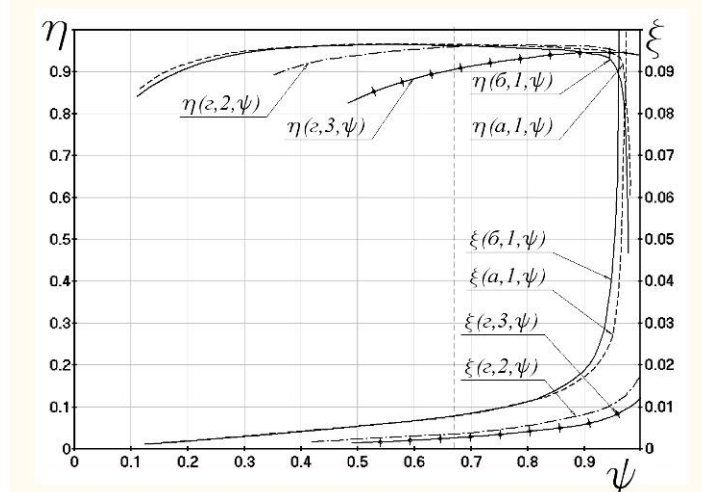


Рисунок 3 – Кривые скольжения и КПД: $\eta(a,1,\psi)$ и $\xi(a,1,\psi)$ – передача с натяжением ремня за счет упругости; $\eta(b,1,\psi)$ и $\xi(b,1,\psi)$ – передача с подвижным валом; $\eta(z,2,\psi)$ и $\xi(z,2,\psi)$ – передача с автоматическим натяжением подвижным роликом, установленным вне контура ремня при $F_0 = 59,4$ Н; $\eta(z,3,\psi)$ и $\xi(z,3,\psi)$ – передача с автоматическим натяжением подвижным роликом, установленным вне контура ремня при $F_0 = 33,3$ Н

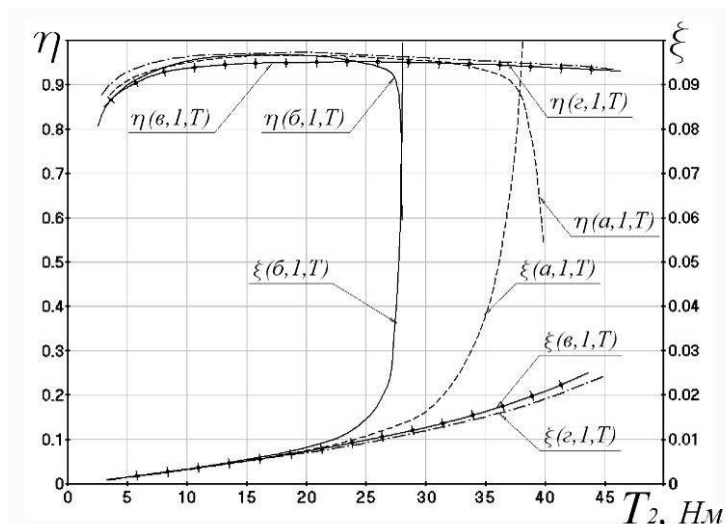


Рисунок 4 – Кривые скольжения и КПД: $\eta(a,1,T)$ и $\xi(a,1,T)$ – передача с натяжением ремня за счет упругости; $\eta(b,1,T)$ и $\xi(b,1,T)$ – передача с подвижным валом; $\eta(v,1,T)$ и $\xi(v,1,T)$ – передача с автоматическим натяжением подвижным роликом, установленным внутри контура ремня при $F_0 = 178,1$ Н; $\eta(z,1,T)$ и $\xi(z,1,T)$ – передача с автоматическим натяжением подвижным роликом, установленным вне контура ремня при $F_0 = 178,1$ Н

Кривые обозначены следующим образом: кривая КПД для передачи «а» с предварительным натяжением $F_0 = 184,4$ Н (таблица 1), построенная по моменту T_2 – $\eta(a,1,T)$; кривая скольжения передачи «г», с натяжением $F_0 = 33,3$ Н, построенная по коэффициенту тяги ψ – $\xi(z,3,\psi)$.

Результаты испытаний представлены на рисунках с 1 по 6. На каждом рисунке для сравнения представлены кривые скольжения и КПД базовых передач «а» и «б» с предварительным натяжением, найденном по ГОСТ 1284.3-96, т.е. кривые $\eta(a,1,\psi)$, $\xi(a,1,\psi)$ и

$\eta(\bar{b},1,\psi)$, $\xi(\bar{b},1,\psi)$ или $\eta(a,1,T)$, $\xi(a,1,T)$ и $\eta(\bar{b},1,T)$, $\xi(\bar{b},1,T)$.

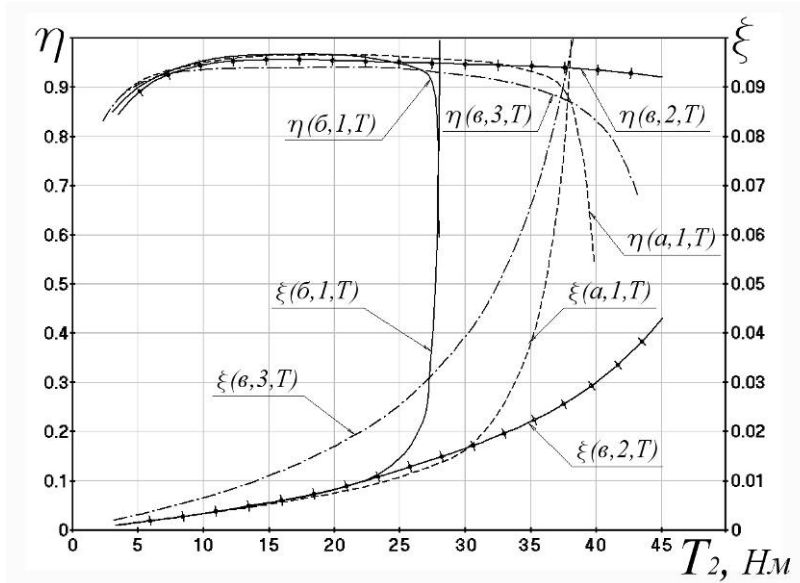


Рисунок 5 – Кривые скольжения и КПД: $\eta(a,1,T)$ и $\xi(a,1,T)$ – передача с натяжением ремня за счет упругости; $\eta(\bar{b},1,T)$ и $\xi(\bar{b},1,T)$ – передача с подвижным валом; $\eta(v,2,T)$ и $\xi(v,2,T)$ – передача с автоматическим натяжением подвижным роликом, установленным внутри контура ремня при $F_0 = 59,4$ Н; $\eta(v,3,T)$ и $\xi(v,3,T)$ – передача с автоматическим натяжением подвижным роликом, установленным внутри контура ремня при $F_0 = 33,3$ Н

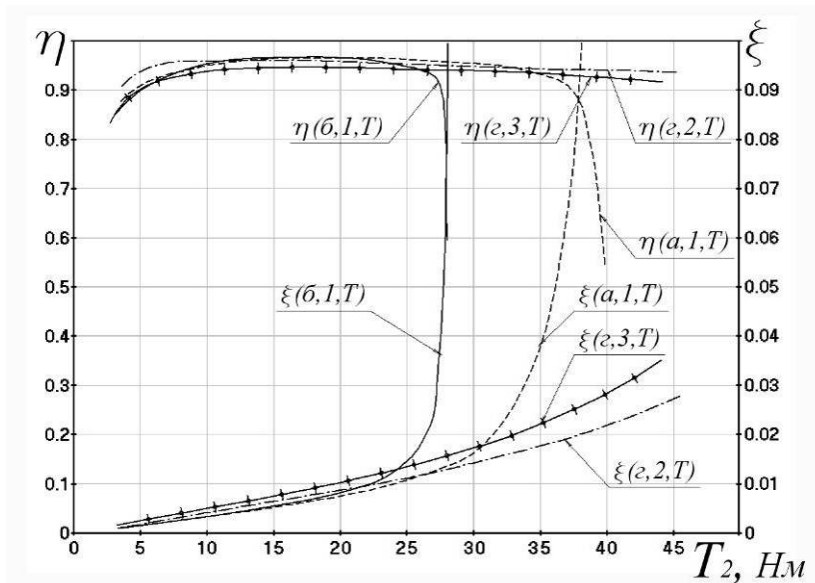


Рисунок 6 – Кривые скольжения и КПД: $\eta(a,1,T)$ и $\xi(a,1,T)$ – передача с натяжением ремня за счет упругости; $\eta(\bar{b},1,T)$ и $\xi(\bar{b},1,T)$ – передача с подвижным валом; $\eta(z,2,T)$ и $\xi(z,2,T)$ – передача с автоматическим натяжением подвижным роликом, установленным вне контура ремня при $F_0 = 59,4$ Н; $\eta(z,3,T)$ и $\xi(z,3,T)$ – передача с автоматическим натяжением подвижным роликом, установленным вне контура ремня при $F_0 = 33,3$ Н

На рисунках 2 и 5 дополнительно приведены кривые для передач «в» при двух уровнях предварительного натяжения, соответствующих $m = 5$ и $m = 8$, а на рисунках 3 и 6 аналогичные для передачи «г».

Из рисунка 1 видно, что, на первый взгляд, при стандартном натяжении ни одна из передач явных преимуществ не имеет, а именно, при «оптимальном» [8, 9] коэффициенте тяги $\psi_{\text{опт}} = 0,67$ (вертикальная штриховая линия) уровень скольжения и КПД практически совпадают, и лишь для передачи «в» скольжение несколько выше, однако оно не выходит за рекомендуемые значения. Кроме того, при уменьшенных значениях F_0 передачи «в» и «г» (рисунке 2 и рисунке 3) имеют более низкий КПД по сравнению с базовыми передачами, но выигрывают по величине скольжения несущественно, поскольку и у базовых передач скольжение в допустимых пределах.

Существенным следует признать лишь то, что у базовых передач КПД более стабилен практически на всем диапазоне изменения коэффициента тяги ψ , а у передач «в» и «г» он достаточно высок только при больших значениях ψ .

Если же обратиться к графикам, построенным по моменту T_2 , то картина становится явно другой. Так, из рисунка 6 видно, что передача «г» не выходит за рекомендуемые значения скольжения (3%) даже при минимальном предварительном натяжении при моменте $T_2 = 41$ Н.м, а у передач «а» и «б» наступает полное буксование уже при моментах $T_2 = 35$ Н.м и $T_2 = 27$ Н.м соответственно. КПД при этом у всех передач приемлемый.

Значительно хуже показатели как по скольжению, так и по КПД у передачи «в» по сравнению с передачей «г» и сравнимы с передачей «а», что объясняется известным эффектом самонатяжения последней [9].

Результаты измерений углов наклона ведомой ветви ремня передач «в» и «г» на холостом ходу и под нагрузкой приведены в таблице 2.

Таблица 2

Угол наклона ведомой ветви ремня γ

№ пп	F_0 , Н	m	Передача «в» с натяжным роликом (ролик внутри контура ремня)		Передача «г» с натяжным роликом (ролик вне контура ремня)	
			Холостой ход	Нагрузка	Холостой ход	Нагрузка
1	178,1	2,33	176,73°	166,44°	176,31°	163,20°
2	59,4	5	168,91°	158,08°	169,09°	153,35°
3	33,3	8	156,39°	150,25°	154,57°	144,18°

Выводы

По результатам проведенных испытаний и их анализа можно сделать следующие выводы:

1. Передача с автоматическим натяжением подвижным роликом, установленным на ведомой ветви ремня, существенно превосходит передачу с натяжением ремня за счет его упругости и передачу с автоматическим натяжением ремня с помощью груза и подвижного вала по тяговой способности, особенно передача с роликом, расположенным вне контура ремня. Для нее может быть рекомендовано исходное отношение натяжений ветвей ремня $m = 8$.
2. Оценку тяговой способности по коэффициенту тяги ψ нельзя считать универсальной для передач со всеми известными способами натяжения ремня как не отражающую их недостатки и преимущества.
3. Величину предварительного натяжения и исходное отношение натяжений ветвей ремня m не следует назначать одинаковыми для передач с автоматическим натяжением подвижным роликом, установленным вне и внутри контура ремня. Необходимо провести дополнительные, более расширенные испытания, а также теоретическое исследование таких передач.

Литература

1. ГОСТ 1284.2-89. Ремни приводные клиновые нормальных сечений. Передаваемые мощности. М.: ИПК Издательство стандартов, 1997.

2. Пронин Б.А., Овчинникова А.А. Расчет клиноременных передач // Вестник машиностроения. 1982. № 3. с. 23-26.
3. Пронин Б.А., Баловнев Н.П., Жуков К.П. Ременные передачи. В кн. МАШИНОСТРОЕНИЕ. ЭНЦИКЛОПЕДИЯ. Детали машин. Конструкционная прочность. Трение, износ, смазка. М.: Машиностроение, 1995, с. 606-631.
4. Баловнев Н.П. Анализ методов расчета клиноременных передач. В сб. Агрегатирование и приводы сельскохозяйственных машин. М.: НПО ВИСХОМ, 1985 с. 60-71.
5. Баловнев Н.П., Вавилов П.Г. Пути совершенствования механического привода генератора энергоснабжения пассажирского вагона. Научный рецензируемый журнал. – М., Известия МГТУ «МАМИ», № 2(4), 2007, с. 76-78.
6. Баловнев Н.П., Вавилов П.Г. О совершенствовании индивидуальной системы энергоснабжения пассажирских вагонов. Тяжелое машиностроение. 2009. № 3. с. 35-39.
7. Мартынов В.К., Дмитриева Л.А. Новая модель работы клиноременной передачи// Трение и смазка в машинах и механизмах. 2012. №4. С.12-16.
8. Семин И.Н. Экспериментальная оценка тяговой способности клиноременной передачи. // Справочник. Инженерный журнал, 2006, №12, стр. 26-31.
9. Пронин Б.А., Ревков Г.А. Бесступенчатые клиноременные и фрикционные передачи (вариаторы). М.: Машиностроение, 1980, 320 с.

К вопросу исследования устойчивости и управляемости гибридного автомобиля с изменяемым в процессе движения типом привода

к.т.н. Баулина Е.Е., к.т.н. доц. Дементьев Ю.В., Итурральде П., Кислов А.А.
Университет машиностроения
8(495)223-05-23 (1204) baulina@mami.ru

Аннотация. В статье рассмотрены проблемы устойчивости и управляемости автомобиля с комбинированной энергетической установкой (КЭУ) при изменении типа привода в процессе движения.

Ключевые слова: КЭУ, параллельная схема КЭУ с приводом на разные оси, устойчивость, управляемость, смена привода, отклонение бокового ускорения, отклонение угловой скорости

В связи с ухудшением экологической обстановки в настоящее время в современном автомобилестроении прослеживается тенденция развития автомобилей с комбинированной энергетической установкой (КЭУ). Интерес к таким автомобилям объясняется тем, что они обладают меньшим расходом топлива и меньшей токсичностью отработавших газов, что весьма актуально для крупных городов с большим автомобильным парком. Возможны различные схемы КЭУ: последовательная, параллельная, дифференциальная (которую часто называют английским термином "сплит") и последовательно-параллельная, отличающиеся наличием или отсутствием механической связи ДВС и ведущих колёс автомобиля [1].

В мировом автомобилестроении реализованы комбинированные установки трёх схем. Многие автомобили с КЭУ выполнены по параллельной схеме [1], т.к. она имеет и возможность применения одной электромашины вместо двух. Параллельная схема может быть реализована в двух вариантах. В первом варианте ДВС и обратимая электромашина связаны с ведущими колесами через общую трансмиссию, во втором – они установлены в приводе разных осей. При работе КЭУ параллельной схемы, выполненной по второму варианту, у автомобиля при переходе с работы от одного двигателя на работу от другого неизбежно меняется тип привода. Например, начавшееся движение на электродвигателе с приводом на переднюю ось продолжается на ДВС с приводом на заднюю, или наоборот. Алгоритм управления КЭУ автоматизирован и, как правило, создается с целью снижения вредных выбросов и расхода топлива. В этом случае переключение силовой установки происходит независимо от типа привода автомобиля. О влиянии при этом смены привода на устойчивость и управляемость информация практически отсутствует. Таким образом, в параллельной схеме КЭУ с приво-

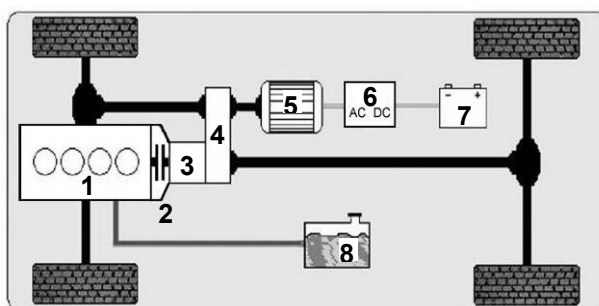
дом на разные оси смена привода не зависит от водителя и дорожно-климатических условий, может произойти в любой момент, в том числе и при движении на повороте. Особенно неприятными могут быть последствия неожиданной смены привода при движении по дорогам с низким коэффициентом сцепления. Другой особенностью параллельной схемы КЭУ с приводом на разные оси является возможность качения колёс одной оси автомобиля в тяговом режиме, а другой – в тормозном.

В связи с этим работа, направленная на исследование устойчивости и управляемости автомобилей с изменяемым в процессе движения типом привода актуальна. Возможна корректировка алгоритма и системы управления КЭУ с учётом показателей устойчивости и управляемости.

Сотрудниками Научно-образовательного центра "Автомобили с ГСУ" создан экспериментальный образец автомобиля с КЭУ (рисунок 1а) параллельной схемы (рисунок 1б), позволяющей реализовывать 8 различных режимов движения с возможностью вариации как типа привода, так и типа двигателей. Параллельная схема КЭУ экспериментального автомобиля может быть как с приводом на общую трансмиссию, так и с приводом на разные оси. Подробное описание конструкции, техническая характеристика и полученные результаты испытаний по расходу топлива и выбросам вредных веществ изложены в публикациях [2, 3, 5].



а)



б)

Рисунок 1 – Экспериментальный автомобиль с КЭУ (а) и его компоновочная схема (б): 1 – ДВС, 2 – сцепление, 3 – коробка передач, 4 – раздаточная коробка, 5 – обратимая электромашина, 6 – преобразователь, 7 – блок аккумуляторных батарей, 8 – топливный бак

Разработанная для экспериментального автомобиля система автоматического управления (САУ) настроена на минимизацию расхода топлива и вредных выбросов при как можно меньшем дисбалансе энергии и создана без учёта изменяемого в процессе движения типа привода автомобиля [4]. Однако, так как автомобиль изменяет тип привода в процессе движения, возможна корректировка алгоритма управления в пользу безопасности. Для выявления опасных режимов смены привода и корректировки САУ КЭУ автомобиля в рамках выполнения работ по государственному контракту № 16.740.11.0255 были проведены расчётные и экспериментальные исследования.

Для описания движения автомобиля по криволинейной траектории создана математическая модель автомобиля, позволяющая учесть изменение типа привода [1]. На основании анализа математических моделей движения автомобиля при решении задач устойчивости и управляемости исследования проводились с использованием одностепенной модели, учитывающей пространственные факторы с помощью эквивалентных коэффициентов сопротивления уводу, предложенных профессором В.В. Селифоновым. Обоснование выбора математической модели и принятые допущения подробно изложены в [1].

Схема сил, действующих на автомобиль при повороте, используемая при математическом описании движения автомобиля, представлена на рисунке 2.

Так как в итоге силовые и кинематические факторы приводятся к осям автомобиля, то математическая модель представлена системой дифференциальных уравнений, составленной по принципу Даламбера, для схемы сил, представленных на рисунке 3.

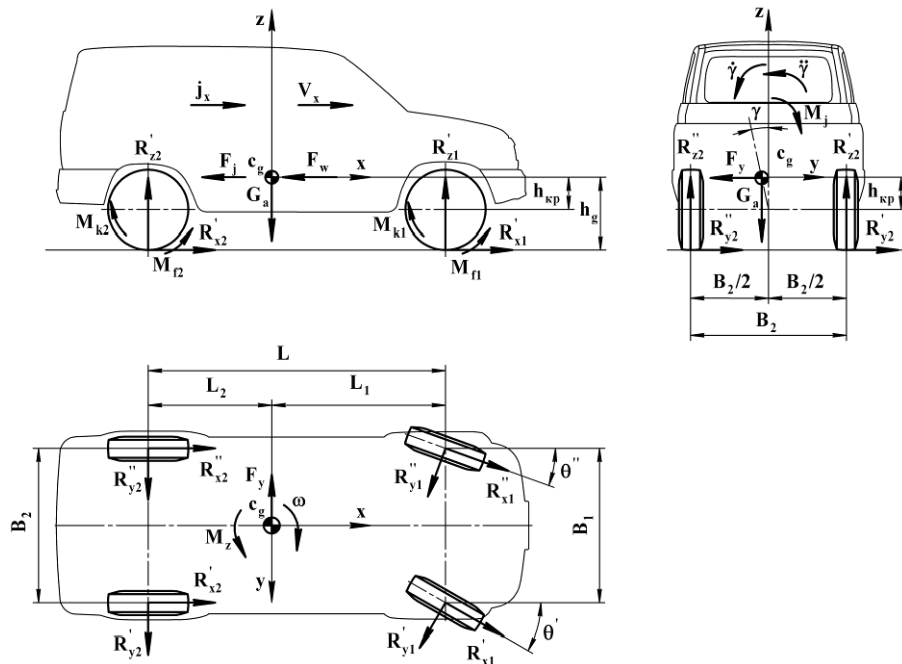


Рисунок 2 – Схема сил, действующих на автомобиль при повороте

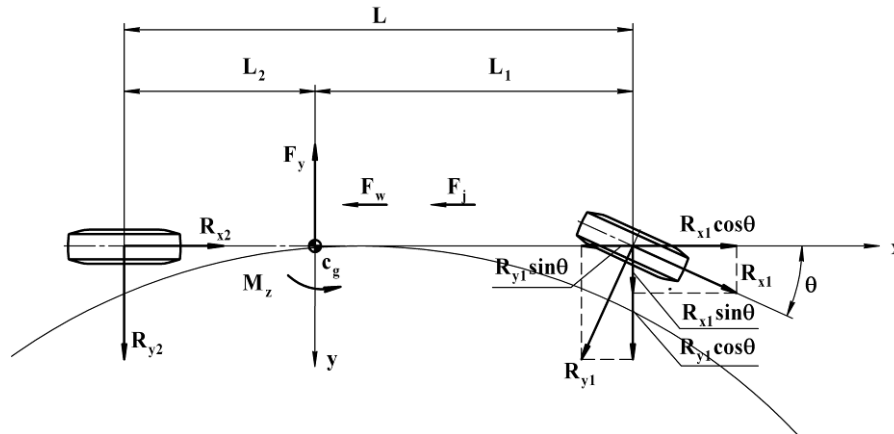


Рисунок 3 – Схема сил, приведённых к осям автомобиля, при движении на повороте

На рисунке 2 приняты следующие обозначения: F_y – боковая сила, F_w – сила сопротивления воздуха, F_j – сила инерции, R_{x1} , R_{x2} – касательные реакции на передней и задней осях, R_{y1} , R_{y2} – боковые реакции на передней и задней осях, θ – средний угол поворота управляемых колёс. Здесь и в дальнейшем индекс 1 относится к передней оси, индекс 2 – к задней, ' – к внутреннему относительно центра поворота колесу, '' – к наружному.

Система дифференциальных уравнений составлена для плоскопараллельного движения центра масс автомобиля в подвижной системе координат (x_c, y_c) , связанной с центром масс автомобиля, относительно неподвижной (XOY) , связанной с дорогой.

$$\begin{cases} m_a \cdot j_x = \Sigma F_x \\ m_a \cdot j_y = \Sigma F_y, \\ I_z \cdot \dot{\omega} = \Sigma M_z \end{cases} \quad (1)$$

Динамика крена кузова может быть описана дифференциальным уравнением:

$$I_x \cdot \ddot{\gamma} + (k_{a1} + k_{a2}) \cdot \dot{\gamma} + (c_{y1} + c_{y2}) \cdot \gamma = \Sigma M_x, \quad (2)$$

где: m_a – полная масса автомобиля; j_x , j_y – продольное и боковое ускорения центра масс; ΣF_x , ΣF_y – суммы проекций на оси x и y сил, действующих на автомобиль; I_x , I_z – моменты инерции автомобиля относительно продольной и вертикальной осей; γ , $\dot{\gamma}$, $\ddot{\gamma}$ – угол, угловая скорость и угловое ускорение крена кузова; k_{a1} , k_{a2} – коэффициенты

сопротивления амортизаторов крену; c_{y1} , c_{y2} – угловые жёсткости передней и задней подвесок; ΣM_x , ΣM_z – суммы моментов сил, действующих на автомобиль относительно продольной и вертикальной осей; $\dot{\omega}$ – угловое ускорение продольной оси автомобиля.

Задача работы связана с резкой сменой касательных реакций, поэтому динамика крена не рассматривается, так как смена привода происходит при установившемся повороте. Следовательно, уравнение (2) исключено из системы (1).

Для определения ускорений центра масс автомобиля использовалась кинематическая схема плоскопараллельного движения (рисунок 4).

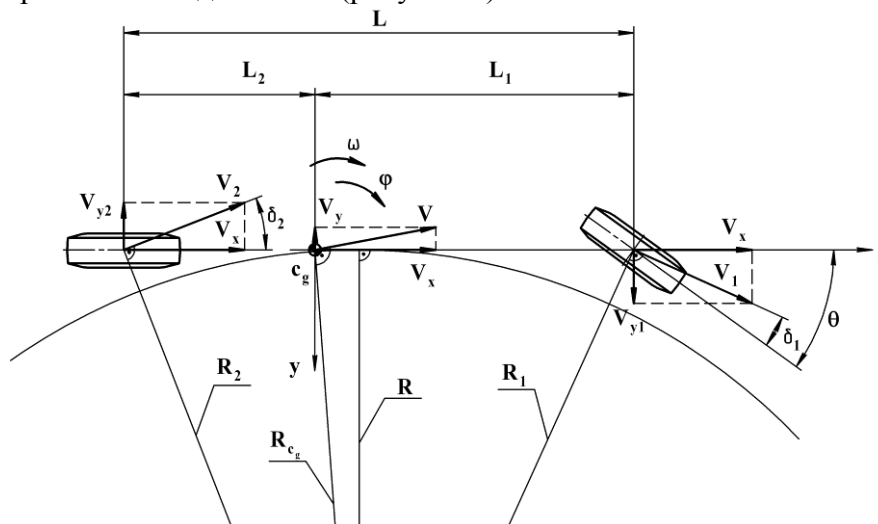


Рисунок 4 – Кинематическая схема движения автомобиля на повороте

В связи с принятыми допущениями [1] рассматриваются следующие степени свободы автомобиля: перемещения автомобиля в направлении продольной и поперечной осей, поворот автомобиля относительно вертикальной оси, поперечный крен подрессоренной массы автомобиля.

Так как переход к пространственной модели в основном связан с влиянием различных факторов на углы увода осей, то пространственные факторы учитывались с помощью эквивалентных коэффициентов сопротивления уводу осей:

$$k_{экв1,2} = \frac{F_y \cdot L_{2,1} \cdot (k'_{\delta 1,2} + k''_{\delta 1,2}) \cdot (c_{y1} + c_{y2} - G_n \cdot h_{кр}) \cdot L_{2,1}}{(F_y \cdot L_{2,1} \pm M_z) \cdot (c_{y1} + c_{y2} - G_n \cdot h_{кр}) \cdot L_2 + F_y \cdot L_{2,1} \cdot (k'_{\delta 1,2} + k''_{\delta 1,2}) \cdot h_{кр} \cdot L \cdot (k_{\beta 1,2} \cdot k_{\gamma 1,2} + k_{x 1,2})}$$

Здесь: F_y – боковая сила, действующая на автомобиль; L – база автомобиля; L_1 , L_2 – расстояния от центра масс до передней и задней осей; c_{y1} , c_{y2} – угловые жёсткости передней и задней подвесок; G_n – вес подрессоренных частей автомобиля; M_z – разворачивающий момент в плоскости дороги, вызванный разницей касательных реакций по колёсам; $h_{кр}$ – плечо крена кузова; γ – угол крена кузова; k_{δ} – коэффициент сопротивления силовому уводу шины; k_{β} – коэффициент кинематического увода шины; k_{γ} – коэффициент угла наклона плоскости колеса; k_x – коэффициент кинематического увода оси.

При расчёте этих коэффициентов учитываются силовой увод осей (δ_c), кинематический увод колёс (δ_k), кинематический увод осей ($\delta_{оси}$) [1]. Решение дифференциальных уравнений происходит численным методом, и вычисление $k_{экв}$ происходит на каждом шаге интегрирования, таким образом, основные факторы, влияющие на устойчивость и управляемость, учтены. Модель шины представлена характеристиками $R_y = f(\delta_c)$ [1].

Для учёта смены привода в процессе движения в дифференциальных уравнениях задаётся алгоритм изменения моментов, подводимых к колёсам, в функции времени. Алгоритм связан с работой комбинированной установки. До начала смены привода момент, подводимый к колёсам, равен моменту сопротивления движению. Крутящие моменты начинают изменяться со временем по линейному закону при установившемся движении по кругу. При

отсутствии рекуперации конечное значение нарастающего момента определяется моментом сопротивления (рисунок 5а), а при ее наличии (рисунок 5б) – ДВС выводится на характеристику минимальных удельных расходов, подводимый от него крутящий момент может превысить момент сопротивления, тогда для сохранения равномерного движения генератор создаёт тормозной момент, равный разнице избыточного момента ДВС и момента сопротивления. Под рекуперацией понимается не только возврат энергии при торможении автомобиля, но и накопление её за счёт избытка энергии ДВС при выходе его на характеристику минимальных удельных расходов. Модель позволяет менять привод с любого на любой как с синхронным, так и с несинхронным изменением моментов.

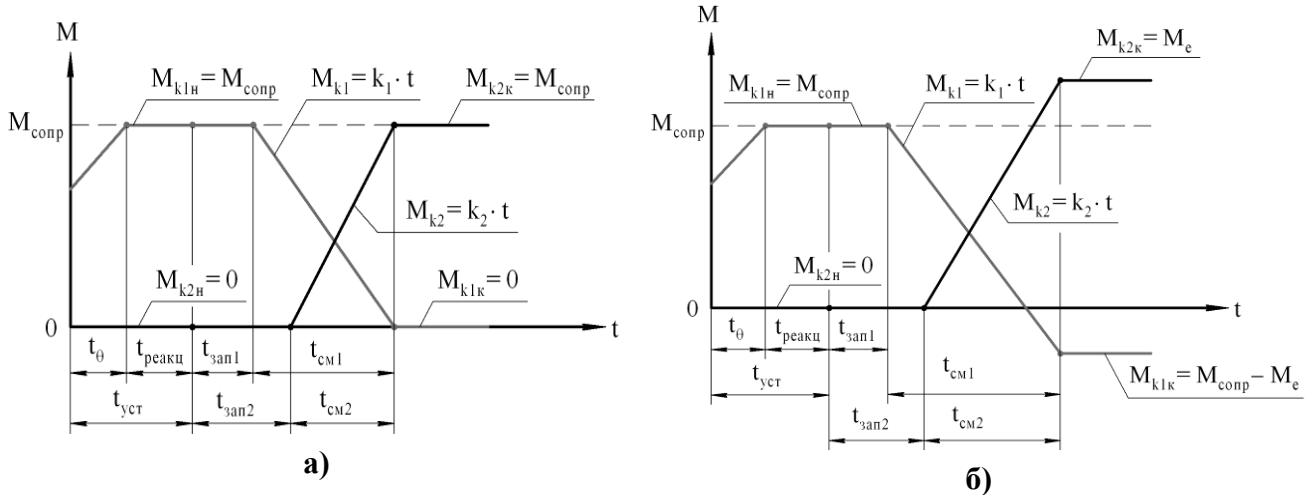


Рисунок 5 – Схема изменения моментов без учёта (а) и с учётом (б) рекуперации энергии

В окончательном виде математическая модель представлена системой дифференциальных уравнений:

$$\begin{cases} m_a \cdot (\dot{V}_x - \omega \cdot V_y) = R_{x1} \cdot \cos \theta + R_{x2} - k_{экв1} \cdot \left(\theta - \frac{\omega \cdot L_1 + V_y}{V_x} \right) \cdot \sin \theta \\ m_a \cdot (\dot{V}_y + \omega \cdot V_x) = k_{экв1} \cdot \left(\theta - \frac{\omega \cdot L_1 + V_y}{V_x} \right) \cdot \cos \theta + R_{x1} \cdot \sin \theta + k_{экв2} \cdot \left(\frac{\omega \cdot L_2 - V_y}{V_x} \right) \\ I_z \cdot \dot{\omega} = k_{экв1} \cdot \left(\theta - \frac{\omega \cdot L_1 + V_y}{V_x} \right) \cdot \cos \theta \cdot L_1 + R_{x1} \cdot \sin \theta \cdot L_1 - k_{экв2} \cdot \left(\frac{\omega \cdot L_2 - V_y}{V_x} \right) \cdot L_2 \end{cases}$$

Смена привода в процессе движения может сказаться как на статических характеристиках устойчивости и управляемости, так и на динамических. Статические характеристики оценивались общепринятыми в теории автомобиля показателями: статической чувствительностью автомобиля к управлению, коэффициентом недостаточной поворачиваемости, коэффициентом запаса по управляемости, коэффициентом устойчивости против заноса задней оси.

Смену привода можно рассматривать как динамический процесс, во время которого автомобиль находится в переходном состоянии. Для оценки характеристик переходного процесса есть нормированные показатели, имеющиеся в ГОСТе по испытаниям транспортных средств на устойчивость и управляемость. Но они используются для оценки автомобилей с постоянным приводом и связаны с воздействием на рулевое колесо, поэтому использовать их для оценки процесса, связанного со сменой привода, не совсем корректно. Для оценки управляемости и устойчивости автомобиля в процессе смены привода каких-либо нормированных показателей и методик испытаний нет, так как широкого распространения такие автомобили пока не имеют. Но по аналогии с динамическими испытаниями можно предположить, что во время смены привода произойдут отклонения каких-либо параметров, сказывающихся как на устойчивости, так и на управляемости. Поэтому в качестве динамических критериев целесообразно использовать отклонения угловой скорости и бокового ускорения

относительно их значений до смены привода, выраженные в процентах:

$$\Delta\omega = \frac{\omega_{\text{экстрем}} - \omega_{\text{уст}}}{\omega_{\text{уст}}} \cdot 100, [\%]$$

$$\Delta j_y = \frac{j_{y \text{ экстрем}} - j_{y \text{ уст}}}{j_{y \text{ уст}}} \cdot 100, [\%],$$

где: $j_{y \text{ экстрем}}$, $\omega_{\text{экстрем}}$ – экстремумы функций $j_y(t)$ и $\omega(t)$; $j_{y \text{ уст}}$, $\omega_{\text{уст}}$ – установившиеся значения бокового ускорения и угловой скорости автомобиля до смены привода.

Приведённые показатели могут служить для комплексной оценки устойчивости и управляемости.

Для подготовки исходных данных к математической модели проведены стендовые испытания. С помощью опрокидывания на стенде в лаборатории исследования управляемости и устойчивости НИЦИАМТ ФГУП "НАМИ" определялись высота центра масс автомобиля и угловые жёсткости подвесок. В лаборатории исследовательского испытательного центра НАТИ проведены испытания шины для определения коэффициента сопротивления уводу.

Для определения режимов, при которых целесообразно проводить динамические исследования, проведён расчёт ряда статических характеристик управляемости и устойчивости автомобиля в одноприводном варианте. Статические характеристики позволили определить поворачиваемость автомобиля и выявить наличие критических (или характерных) по управляемости скоростей для каждого типа привода. При расчёте статических характеристик задавался фиксированный радиус поворота и фиксированный коэффициент сцепления, изменялась скорость движения автомобиля с определённым шагом. Создана программа расчёта, реализующая описанный алгоритм. Характеристики оценочных показателей при высоком и низком коэффициентах сцепления приведены в [1].

Целью дорожных испытаний являлось выявление наличия опасных режимов смены привода автомобиля, чтобы определиться с необходимостью учёта этого фактора при разработке общего алгоритма управления КЭУ.



Рисунок 6 – Манёвр – "окружность"

Так как смена привода происходит в связи с регулированием энергетической установки, то режимы испытаний были согласованы с режимами работы комбинированной установки. Существующие нормативные документы предусматривают для оценки устойчивости и управляемости автомобиля несколько типов испытаний. Но в процессе выполнения этих испытаний не предусматривается смена привода автомобиля. В связи с новизной поставленной задачи было принято решение изменять тип привода при движении по окружности (рисунок 6) постоян-

ного радиуса с постоянной скоростью. Для проявления влияния смены привода на устойчивость и управляемость движение автомобиля осуществлялось с как можно большими боковыми ускорениями.

Испытания проводились на специальных дорогах НИЦИАМТ ФГУП "НАМИ", предназначенных для оценки управляемости и устойчивости автомобилей. С использованием комплекса аппаратуры Corrsys Datron замерялись линейная скорость автомобиля, боковое ускорение, угловая скорость, угол поворота рулевого колеса. Также регистрировались параметры системы тягового электрооборудования. Испытания проводились как в летнее, так и в зимнее время на заснеженном покрытии. Коэффициенты сцепления составили на сухом асфальтобетонном покрытии 0.78, на заснеженном – 0.32.

Радиусы окружностей в условиях как высокого, так и низкого коэффициентов сцепления были определены согласно предварительному расчёту статических характеристик.

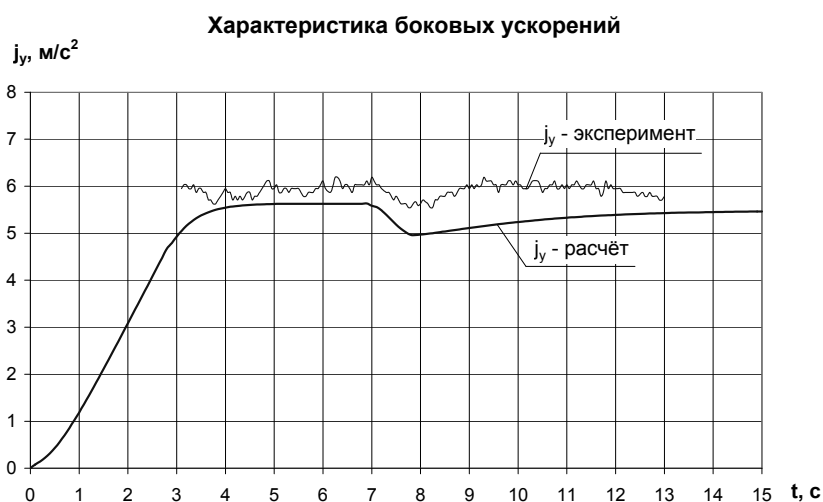
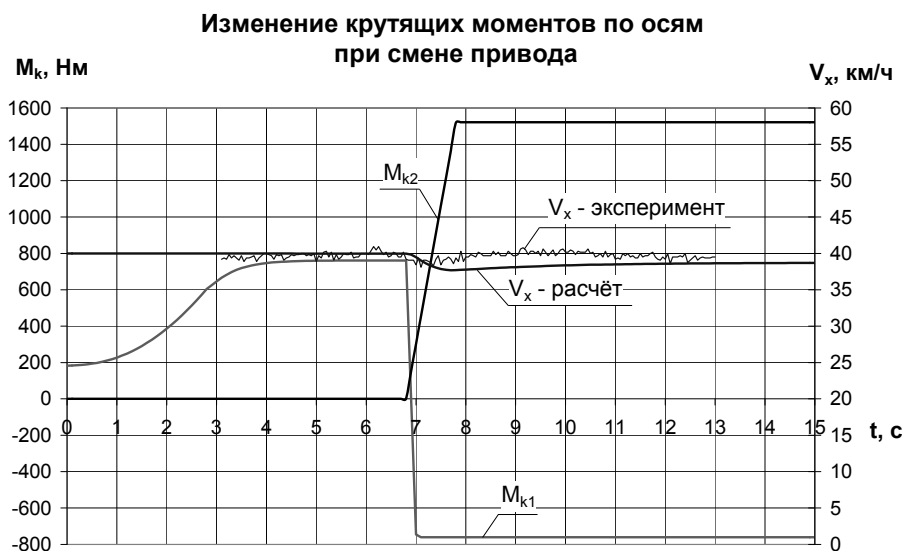


Рисунок 7 – Динамические характеристики автомобиля при изменении привода с переднего на задний с рекуперацией энергии при высоком коэффициенте сцепления

Были проведены расчёты шести вариантов смены привода без рекуперации энергии и два варианта с рекуперацией как для высокого, так и для низкого коэффициентов сцепления. Результаты расчётов и проведённые эксперименты показали, что при равномерном движении по кругу смена привода в условиях высокого коэффициента сцепления в любом варианте незначительно влияет на устойчивость и управляемость автомобиля. Отклонения бокового ускорения и угловой скорости не превышают 12 % (рисунок 7), что по субъективной оценке

водителя не ощущается.

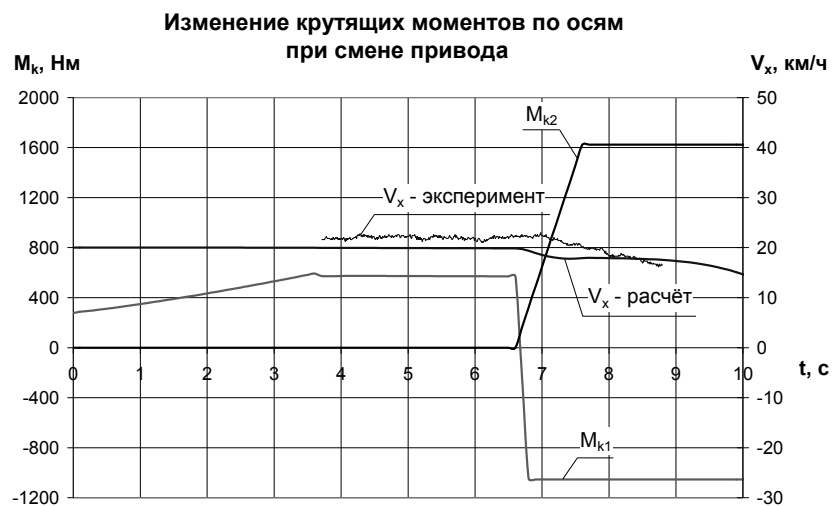


Рисунок 8 – Динамические характеристики автомобиля при изменении привода с переднего на задний с рекуперацией энергии при низком коэффициенте сцепления

Как отмечалось ранее, алгоритм работы КЭУ предусматривает выход ДВС на характеристику минимальных расходов с передачей избытка его энергии через генератор в накопитель. В этом случае колёса, связанные с ДВС, работают в тяговом режиме, а связанные с обратимой электромашинной – в тормозном. При этом совместные действия продольной и поперечной реакций могут превысить силу сцепления колёс с дорогой, что вызовет занос автомобиля. Это проявилось в условиях низкого коэффициента сцепления. Занос автомобиля

произошёл при основном эксплуатационном режиме КЭУ при боковом ускорении около 2.5 м/с^2 и угловой скорости порядка 0.45 рад/с . Расхождение результатов расчётов с результатами экспериментов не превышает 13% (рис. 8).

Характеристики устойчивости и управляемости автомобиля, полученные расчётным путём с использованием разработанной математической модели и программного обеспечения и полученные экспериментально при дорожных испытаниях, приведены на рис. 7, 8. Характеристики приведены для наиболее распространённого эксплуатационного режима КЭУ, при котором происходит смена привода с учётом рекуперации энергии как при высоком, так и при низком коэффициентах сцепления.

Результаты теоретических и экспериментальных исследований для всех вариантов смены привода приведены в таблице.

№	Вариант смены привода	$\varphi = 0.78$				$\varphi = 0.32$			
		$\Delta\omega, \%$		$\Delta j_y, \%$		$\Delta\omega, \%$		$\Delta j_y, \%$	
		расч.	эсп.	расч.	эсп.	расч.	эсп.	расч.	эсп.
1	с переднего на задний	-4.0	-3.7	-6.8	-6.0	-6.5	–	-11.3	–
2	с переднего на задний с рекуперацией	-6.5	-7.3	-11.8	-10.6	занос	занос	занос	занос
3	с полного на задний	-2.2	-1.7	-3.8	-3.1	-3.4	–	-6	–
4	с полного на задний с рекуперацией	-4.9	-5.5	-9.0	-10.4	занос	–	занос	–
5	с переднего на полный	-1.4	–	-3.0	–	-3.2	–	-5.7	–
6	с заднего на передний	2.2	3.4	5.8	4.7	6.6	–	11.9	–
7	с заднего на полный	2.0	1.7	3.7	3.2	3.6	–	6.2	–
8	с полного на передний	1.5	1.8	2.9	3.2	3	–	5.4	–

В результате проведённых исследований установлено, что смена привода при движении по дорогам с высоким коэффициентом сцепления не приводит к существенному изменению как статических, так и динамических характеристик. Однако в основном режиме работы КЭУ, связанном с рекуперацией, смена привода при движении по дороге с низким коэффициентом сцепления вызывает занос автомобиля. Следовательно, такой режим является опасным и рекуперацию в этом случае необходимо ограничивать. Поскольку происходит потеря устойчивости, то влияние смены привода на устойчивость и управляемость необходимо учитывать при разработке алгоритма управления КЭУ. На основании изложенного можно сделать вывод, что для снижения вероятности потери устойчивости в алгоритм управления КЭУ необходимо ввести дополнительные параметры, исключающие смену привода с рекуперацией энергии при движении на повороте по дорогам с низким коэффициентом сцепления. В качестве таких параметров можно использовать боковое ускорение, угловую скорость, угол поворота рулевого колеса.

В статье представлены результаты работы, выполненной при финансовой поддержке Министерства образования и науки РФ в рамках ГК № 16.740.11.0255 от 24 сентября 2010 г.

Литература

1. Баулина Е.Е. Методика повышения устойчивости и улучшения управляемости автомобиля с комбинированной энергетической установкой при изменении типа привода в процессе движения. Дисс. ... канд. техн. наук. – М., 2010. – 212 с.
2. Карунин А.Л., Бахмутов С.В., Селифонов В.В., Круташов А.В., Баулина Е.Е., Авруцкий

- Е.В., Карпухин К.Е. Экспериментальный многоцелевой гибридный автомобиль // Автомобильная промышленность. – 2006. – № 7. – с. 5 – 8.
3. Карунин А.Л., Бахмутов С.В., Селифонов В.В., Вайсблом М.Е., Баулина Е.Е., Карпухин К.Е. Автомобиль с комбинированной силовой установкой. Результаты и методика испытаний. // Автомобильная промышленность. – 2007. – № 7. – с. 6 – 9.
4. Отчёт о НИР по теме: "Разработка системы автоматического управления комбинированной энергетической установкой транспортного средства с использованием бортового компьютера". Этап №2 "Создание лабораторного макета системы автоматического управления КЭУ транспортного средства". ГК №16.740.11.0255.
5. Селифонов В.В., Баулина Е.Е. Экспериментальное определение топливной экономичности автомобиля с гибридной силовой установкой при движении в городском цикле. // Автомобиль и окружающая среда: сборник статей 58 Международной научно-технической конференции ААИ – Дмитров – ФГУП "НИЦИАМТ", 14 – 15 июня 2007. – с. 42 – 48.

Перспективы создания среднетоннажных грузовых городских автомобилей с комбинированными энергетическими установками с использованием системы тягового электрооборудования российского производства

д.т.н. проф. Бахмутов С.В., к.т.н. проф. Серебряков В.В., к.т.н. Баулина Е.Е., Куликов А.И., Филонов А.И.

Университет машиностроения

8(495)223-05-23 (1204) baulina@mami.ru, filonov@mami.ru

Аннотация. В статье рассмотрены перспективы создания среднетоннажных грузовых городских автомобилей с комбинированными энергетическими установками с использованием компонентов российского производства. Описываются преимущества и недостатки выбранной схемы КЭУ. Обосновывается необходимость применения стендовых установок для проведения экспериментальных исследований.

Ключевые слова: комбинированная энергетическая установка (КЭУ), последовательно-параллельная схема КЭУ, торцевые электромашины, комплексная система энергообеспечения.

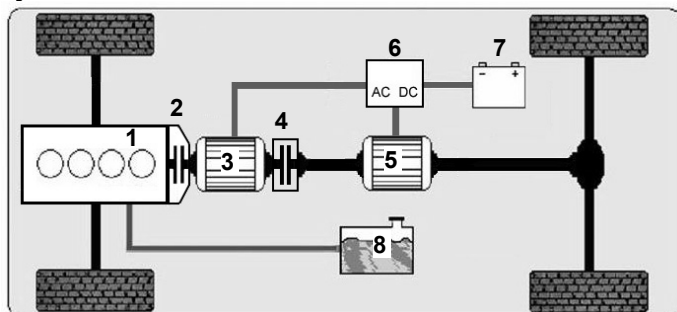
В настоящее время всё большее распространение получают автомобили с КЭУ. Интерес к таким автомобилям обусловлен тем, что они обладают меньшей токсичностью и лучшей топливной экономичностью. Наиболее перспективно применение автомобилей с КЭУ в крупных городах с большим автомобильным парком. КЭУ могут устанавливаться на городских автобусах, легковых автомобилях, развозных грузовых автомобилях. КЭУ целесообразно применять не только на малотоннажных грузовых автомобилях полной массой до 3.5 тонн, но и на среднетоннажных – полной массой порядка 7...8 тонн, таких как, например, ГАЗ-33104 "Валдай", ЗИЛ-5331 "Бычок" и др.

Среднетоннажные грузовые автомобили изготавливают в основном с использованием параллельной схемы КЭУ. Достоинством параллельной схемы является более высокий КПД передачи энергии от первичного двигателя (ДВС) к ведущим колесам в сравнении с последовательной и возможность применения одной электромашины (ЭМ) вместо двух [6, 7].

Последовательная схема КЭУ имеет смысл в случае, когда масса транспортного средства меняется значительно, тогда и мощность, требуемая для движения, будет меняться в широких пределах. В этом случае при использовании параллельной схемы, несмотря на работу по характеристике минимальных удельных расходов, диапазон работы ДВС по частоте вращения получится очень широким. Минимальный расход топлива возможно получить только при строго определенной частоте вращения и нагрузке на двигатель. Нужно обеспечить эффективность работы силовой установки при значительном диапазоне изменения фактической массы транспортного средства. Оптимальной будет та схема, которая за время работы автомобиля с разными весовыми состояниями обеспечит минимальный расход топлива

и минимальную токсичность выхлопных газов. Применение параллельной схемы приведет к работе ДВС в широком диапазоне частот. Выбор последовательной схемы позволит создать конструктивно достаточно простую установку, легко адаптирующуюся к изменению количества потребной для движения энергии за цикл, однако с меньшим по сравнению с другими схемами КПД. При выполнении КЭУ автомобиля по параллельной схеме диапазона регулирования нагрузки ДВС, который обеспечивается генератором и тяговым электродвигателем, может оказаться недостаточно. Потребуется изменение режима работы ДВС, что сразу проявится заметным ухудшением экономичности и токсичности выхлопных газов. На автобусах потребная для движения мощность изменяется в значительных пределах, и, добившись экономичной работы в одном диапазоне нагрузок, невозможно не ухудшить экономические показатели в других диапазонах, что может свести на нет все преимущества КЭУ. В связи с этим последовательная схема может быть наиболее целесообразна для большегрузных грузовых автомобилей и автобусов с КЭУ. Если автобус изготавливается на шасси грузового автомобиля или наоборот, то возможно применение как параллельной, так и последовательной схемы КЭУ.

Выбор схемы, как правило, основан на конструктивных возможностях и некоторых предварительных расчётах. В итоге выбор может быть не всегда оправдан. Существует возможность конструктивного объединения в одной КЭУ последовательной и параллельной схем для использования преимуществ каждой из них. Может оказаться, что в одних условиях движения транспортного средства выгоднее использовать последовательную схему КЭУ, а в других – параллельную. В этом случае необходимо предусмотреть в одной конструкции возможность реализации обеих схем. При этом необходимо использовать две электрические машины, как в последовательной схеме, но для обеспечения механической связи ДВС с ведущими колёсами должен быть предусмотрен связующий узел с возможностью размыкания этой связи. Таким узлом может являться многодисковая муфта, расположенная между этими электрическими машинами. Последовательно-параллельная схема КЭУ представлена на рисунке 1.



1. ДВС.
2. Соединительная муфта 1.
3. Обратимая электромашинка 1.
4. Соединительная муфта 2.
5. Обратимая электромашинка 2.
6. Преобразователь электрической энергии.
7. Накопитель электрической энергии.
8. Топливный бак.

Рисунок 1 – Последовательно-параллельная схема КЭУ

При этом, в зависимости от состояния фрикционных муфт (замкнуто – разомкнуто), ДВС может быть как связан механически с ведущими колёсами, так и не связан, следовательно, схема КЭУ может быть как последовательной, так и параллельной как с приводом на общую трансмиссию, так и с приводом на разные оси (патент на изобретение РФ № 2424919 от 27.07.2011 г.) [1].

Таким образом, для исследования и последующей разработки среднетоннажных грузовых городских автомобилей и автобусов целесообразно использовать именно последовательно-параллельную схему КЭУ. Для определения рациональных режимов работы КЭУ последовательно-параллельной схемы для среднетоннажных грузовых городских автомобилей сотрудниками Научно-образовательного центра "Автомобили с ГСУ" создана КЭУ в стендовом исполнении (далее допускается использование термина "стенд").

КЭУ как в стендовом исполнении, так и на транспортном средстве содержит ДВС, сцепление (в качестве соединительной муфты 1), электрические машины, в качестве соединительной муфты 2 используется электромагнитная фрикционная муфта, комплект преобразователей напряжения и устройств управления, накопителя электрической энергии. Выбор па-

раметров компонентов КЭУ проводился на примере автомобиля ПАЗ-3349.

Для определения параметров обратимых электромашин была разработана математическая модель движения автомобиля с КЭУ [2]. Для моделирования городского движения были использованы городские ездовые циклы. ECE15 (городской цикл ЕЭК ООН), FUDS (Federal urban driving schedule, испытательная программа FTP, США) и JP1015 (японский городской цикл). В этих циклах были выполнены расчеты мощности, момента и частоты вращения вала электромашин, требуемые для движения автомобиля ПАЗ-3349. Кроме того, расчеты были проведены также в полном цикле ЕЭК ООН, который состоит из четырех городских циклов ECE15 и одного загородного цикла (скорость в нем была ограничена значением 110 км/ч). Результаты расчетов для полного цикла ЕЭК ООН представлены на рисунке 2, результаты для остальных циклов представлены в [2]. Максимальные значения мощности, момента и частоты приведены в таблице 1 ($P_{дв\ макс}$ – максимальная мощность в тяговом режиме; $P_{ген\ макс}$ – максимальная мощность в режиме замедления генератором; $T_{тяг\ макс}$ – максимальный момент в тяговом режиме; $T_{ген\ макс}$ – максимальный момент в режиме замедления генератором; $n_{макс}$ – максимальная частота вращения вала).

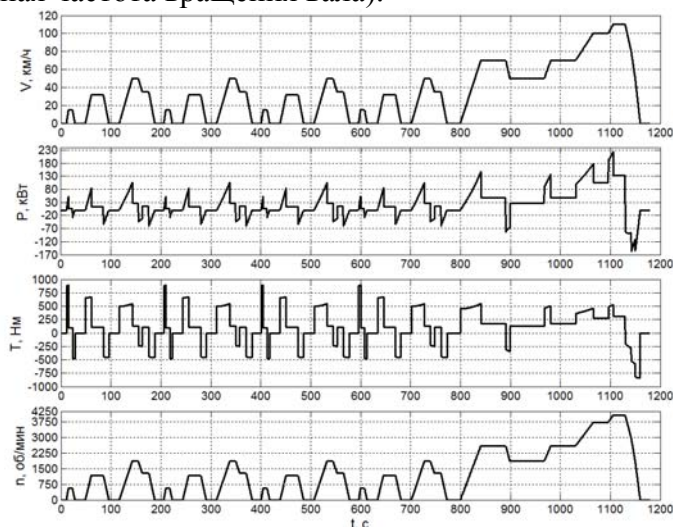


Рисунок 2 – Мощность, момент и частота вращения вала электромашин, требуемые для движения автомобиля ПАЗ-3349 в полном ездовом цикле ЕЭК ООН

Таблица 1

Максимальные расчетные значения мощности и момента в тяговом и генераторном режимах и частота вращения вала электромашин в ездовых циклах

Цикл	$P_{тяг\ макс}$, кВт	$P_{ген\ макс}$, кВт	$T_{тяг\ макс}$, Нм	$T_{ген\ макс}$, Нм	$n_{макс}$, об/мин
ECE15	105	60	888	474	1851
ЕЭК ООН	223	158	888	841	4071
FUDS	137	93	1156	837	2099
JP1015	142	72	789	538	2588

Исходя из проведенных расчетов были сформулированы требования к электромашине ЭМ2: максимальный длительный момент в тяговом режиме не менее 400 Нм; максимальная длительная мощность не менее 75 кВт (в тяговом и генераторном режимах); максимальный пиковый момент не менее 1000 Нм в тяговом режиме и не менее 850 Нм в генераторном режиме, максимальная частота поддержания пикового момента 1250 об/мин; максимальная частота вращения вала, при которой создается момент, 4000 об/мин. Максимальный длительный момент электромашин в генераторном режиме определяется не только расчетом в циклах, но характеристиками используемого в КЭУ двигателя внутреннего сгорания, поскольку ЭМ2 будет унифицирована с ЭМ1 (в силу особенностей последовательно-параллельной схемы). Так как КЭУ согласно последовательно-параллельной схеме содержит две электромашин, то ДВС может быть не полноразмерным, а уменьшенным. Для среднетоннажного грузового автомобиля целесообразно использовать отечественный дизельный

двигатель Заволжского моторного завода. Максимальный момент дизеля ЗМЗ 51432.10 составляет 270 Нм, а мощность – 85 кВт при 3600 об/мин. Если максимальный длительный момент электромашины в генераторном режиме составит 300 Нм, то мощность 85 кВт будет достигнута при 2700 об/мин.

Требуемым характеристикам удовлетворяют электромашины, созданные сотрудниками ОАО «ИНЦ "ТЭМП"». Это асинхронные двигатель-генераторы (Д-Г) специального исполнения, по существу представляющие собой торцевые электрические машины. Торцевая конструкция электромашины обладает рядом преимуществ по сравнению с асинхронной машиной цилиндрического исполнения. Среди важнейших преимуществ, применительно к задачам, поставленным в связи с созданием стенда, можно выделить в первую очередь хорошую сопригаемость с приводным механизмом. Кроме того, торцевой Д-Г имеет меньшую массу на единицу мощности и меньшие габариты в осевом направлении, что особенно важно при последовательном соединении силовых агрегатов. Условия для теплоотдачи, охлаждения и вентиляции, в силу разнесения источников тепловыделения, у торцевого Д-Г также лучше, чем у электромашины классической конструкции.

Отмеченные преимущества позволили рассматривать данную конструкцию электрической машины как наиболее полно отвечающую целям и задачам создания КЭУ в стендовом исполнении. Выбор конструктивной схемы обратимой электромашины торцевого исполнения подробно изложен в [4]. Представленный в [4] анализ ключевых критериев, определяющих выбор конструкции торцевых асинхронных машин, был положен в основу разработки конструкции обратимой электромашины специального исполнения, основные параметры которой представлены в таблице 2.

Таблица 2

Технические параметры электромашины

Напряжение питания, фазное, регулируемое, В	0 ÷ 220
Максимальный, кратковременный, в течение 10 с, момент до 600 об/мин, Н·м	1000
Минимальный уровень фазного напряжения для обеспечения максимального момента до 600 об/мин, В	160
Максимальный длительный момент до 1800 об/мин, Н·м.	700
Рабочий диапазон частоты вращения, об/мин	0 ÷ 3000
Максимальный КПД в тяговом режиме, не менее, %	93
Охлаждение	воздушное, принудительное, от отдельного источника
Масса двигателя, не более, кг	150
Исполнение	Защищенное
Габаритные размеры, без учета вылета валов, длина × ширина × высота, не более, мм	240×500×500

Общий вид и конструктивное исполнение обратимой электромашины представлены на рисунке 3.

Для КЭУ в стендовом исполнении с последующим использованием на среднетоннажных грузовых городских автомобилях изготовлена комплексная система энергообеспечения. Основной функцией разработанной комплексной системы энергообеспечения является аккумуляция энергии, выработанной тепловым двигателем комбинированной энергетической установки, а также запас рекуперированной энергии торможения автотранспортного средства, с последующей отдачей в тяговый электрический привод и привод вспомогательных агрегатов.

В состав разработанной комплексной системы энергообеспечения входят следующие элементы: аккумуляторные блоки, состоящие из аккумуляторных элементов LiFePO₄ "ThunderSky LFP40АНА"; датчики контроля температуры аккумуляторных элементов; платы

управления; элементы силовой и сигнальной коммутации; соединительные элементы; силовые кабели и жгуты управления; монтажные элементы.

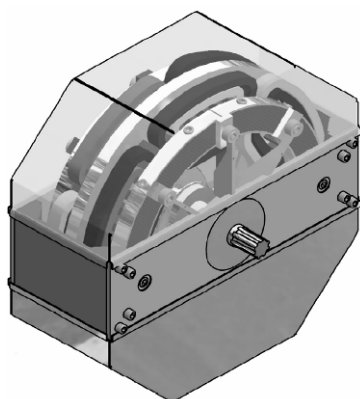
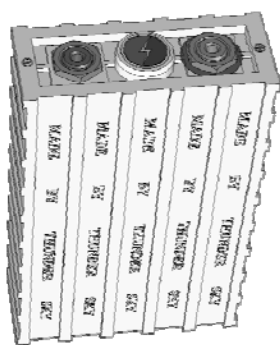


Рисунок 3 – Общий вид и конструктивное исполнение установленных на стенде электромашин

Для достижения необходимого уровня энергообеспеченности среднетоннажных грузовых городских автомобилей с КЭУ общее количество аккумуляторных элементов в системе составляет 96 шт., при этом каждые 12 аккумуляторных элементов объединяются в аккумуляторный блок, имеющий собственную систему контроля и управления. Таким образом, комплексная система энергообеспечения состоит из 8 аккумуляторных блоков, последовательно соединенных силовыми и сигнальными жгутами. Модульный подход, положенный в основу конструкции комплексной системы энергообеспечения, путем изменения количества аккумуляторных блоков дает возможность применения ее для широкой гаммы автотранспортных средств с КЭУ.

Внешний вид и технические характеристики аккумуляторных элементов ThunderSky LFP40АНА представлены на рисунке 4.



Технические характеристики аккумуляторных элементов ThunderSky LFP40АНА:

- Минимальное напряжение 2,5В;
- Максимальное напряжение 4,25В;
- Ток разряда номинальный/максимальный 20А/120А;
- Ток заряда номинальный/максимальный 20А/120А;
- Температурный диапазон заряда/разряда -45– 85⁰С;
- Габариты ДхШхВ 116х46х190мм;
- Саморазряд менее 3% в месяц;
- Вес 1,6кг.

Рисунок 4 – Аккумуляторный элемент ThunderSky LFP40АНА.

Разрядные характеристики при различных величинах тока разряда, разрядные характеристики при различных температурах, разрядные характеристики в течение срока службы элемента, саморазряд аккумуляторного элемента представлены в [4]. Основными преимуществами аккумуляторных элементов типа LiFePO₄ по сравнению с другими современными типами аккумуляторов являются высокая удельная энергоемкость; возможность заряда и разряда высокими токами; пожаро- и взрывобезопасность; широкие температурные диапазоны работы; долгий срок службы. Элементы в аккумуляторном блоке соединены последовательно, к каждому элементу присоединен датчик температуры, передающий данные о текущем тепловом состоянии элемента на плату управления. К токосъемным клеммам аккумуляторных элементов присоединены сигнальные провода, предназначенные для измерения напряжения на каждом элементе. Для контроля параметров состояния аккумуляторных элементов и управления процессами заряда, разряда и балансировки в каждом аккумуляторном блоке установлена плата управления, подробное описание функций которой представлено в [4].

Процесс сборки аккумуляторных блоков с комплексную систему энергообеспечения показан на рисунке 5.

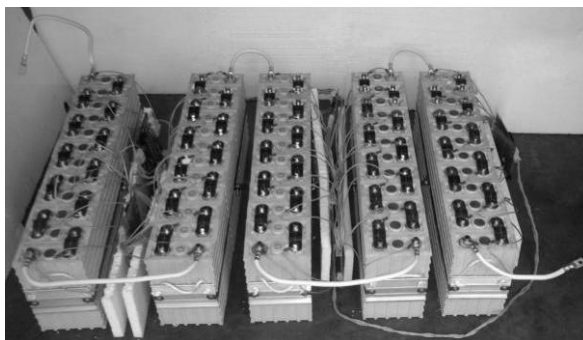


Рисунок 5 – Комплексная система энергообеспечения КЭУ

Для обеспечения совместной работы электрической машины и комплексной системы энергообеспечения ОАО "НПП "Квант" изготовлен специальный комплект преобразователей напряжения и устройств управления (КПН.У), предназначенный для повышения напряжения аккумуляторной батареи транспортного средства в тяговых режимах и понижения напряжения Д-Г транспортного средства или сети переменного тока при заряде накопителей. Подробное описание, схема электрическая соединений и технические характеристики КПН.У представлены в [4].

Схема созданной КЭУ в стендовом исполнении на агрегатах российского производства представлена на рисунке 6.

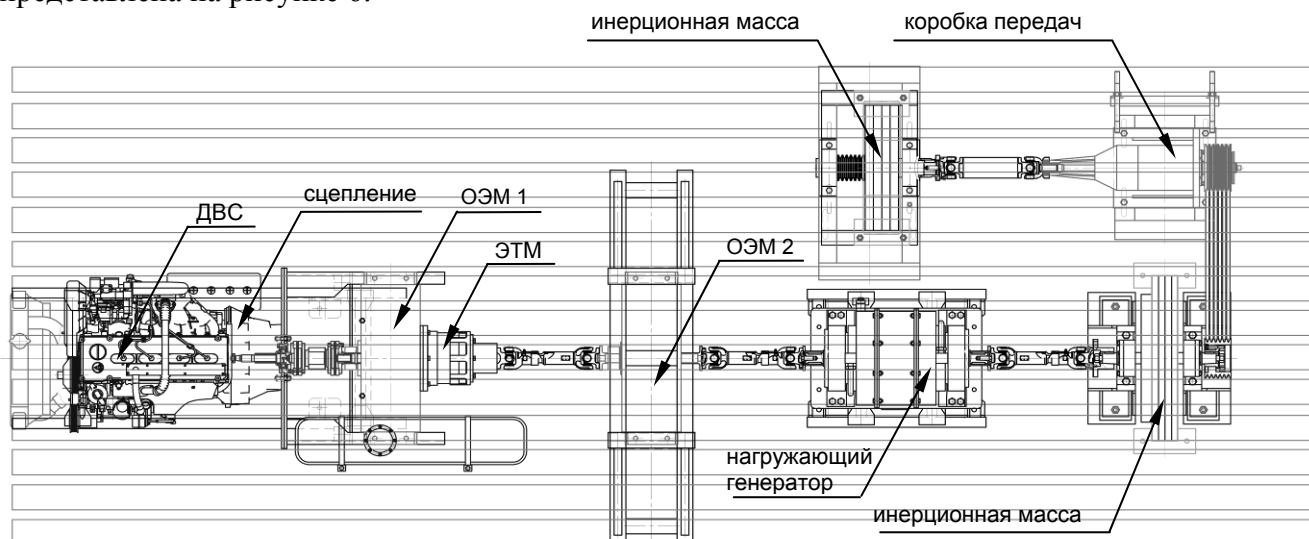


Рисунок 6 – Схема КЭУ в стендовом исполнении

КЭУ в стендовом исполнении содержит две ветви, которые можно условно разделить на тяговую (собственно КЭУ) и нагружающую. Тяговая ветвь имитирует транспортное средство и содержит ДВС (ЗМЗ-5143.10), сцепление, две обратимые электромшины производства ОАО «ИНЦ "ТЭМП" (ОЭМ1 и ОЭМ2) и электромагнитную муфту производства завода "Златмуфта" (ЭТМ 143С). Для регистрации параметров ДВС между ним и ОЭМ1 установлен датчик крутящего момента и частоты вращения М20С-500 производства ООО «ТИЛКОМ» (г. Минск).

Нагружающая ветвь имитирует сопротивление движению автомобиля: сопротивление воздуха, сопротивление качению, сопротивление подъёму и инерционные нагрузки. Нагружающая ветвь содержит нагружающий генератор Magtrol 2WB15, имитирующий силы сопротивления качению и воздуха, а также скатывающую силу. Имитация инерционных нагрузок, зависящих от параметров испытуемого транспортного средства, с помощью имеющихся в продаже программируемых нагружающих устройств имеет некоторые недостатки. Инерционные нагрузки, создаваемые среднетоннажным транспортным средством, относительно

велики, поэтому нагружающее устройство, выбранное для создания этих нагрузок, громоздкое и дорогостоящее. Его установка, тарировка и соединение с остальными элементами стенда на установочной плите, имеющей ограниченные размеры, вызывает конструктивные трудности. В этом случае наиболее рациональным вариантом имитации инерционных нагрузок на стенде является установка инерционных масс (маховиков). В связи с этим за нагружающим устройством устанавливаются последовательно две инерционные массы с условными названиями «большая» и «малая». В целях экономии площади стенда маховики соединяются между собой ремённой передачей. Для имитации сопротивления движению разных транспортных средств между маховиками установлен редуктор (коробка передач) с фиксированными передаточными числами. Элементы тяговой и нагружающей ветвей соединены между собой карданными передачами. Обоснование выбора коробки передач, расчёт параметров ремённой передачи, выбор электромагнитной муфты, схема монтажа с описанием необходимых датчиков и устройств измерения подробно представлены в [3].

Элементы электрооборудования тяговой ветви стенда были описаны выше, установка ДВС и нагружающей ветви стенда представлены на рисунках 7 и 8 соответственно.

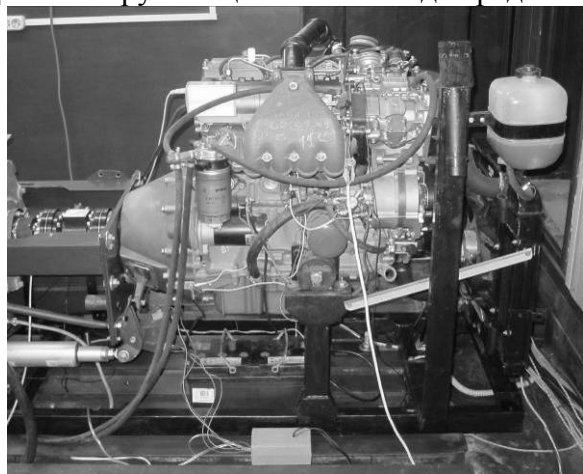


Рисунок 7 – ДВС КЭУ в стендовом исполнении

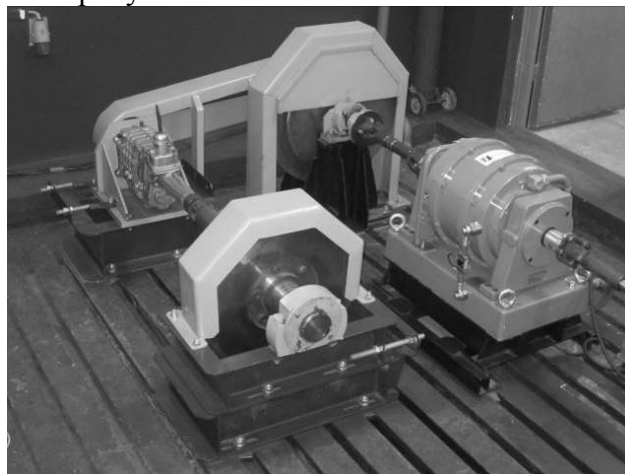


Рисунок 8 – Нагружающая ветвь КЭУ в стендовом исполнении

Проведённые теоретические исследования и предварительные стендовые испытания показали следующие результаты. С использованием разработанной модели КЭУ были построены тяговые характеристики автомобиля ПАЗ-3349, которые обеспечиваются работой одной или двух электромашин в длительном и пиковом режимах [2]. При использовании в качестве тяговой одной электромашин [2] обеспечивается длительное движение по ровной дороге (без подъемов) со скоростью до 86 км/ч. Максимальный преодолеваемый в длительном режиме работы подъем составляет 4.8%. В пиковом режиме работы ЭМ возможно преодоление подъема до 16%. При использовании двух ЭМ (рисунок 9) и электромагнитной муфты с нагрузочной способностью 400 Нм первая ЭМ не может выходить за пределы максимального длительного момента (400 Нм). Вторая ЭМ может работать во всем силовом диапазоне. В этом случае обеспечивается длительное движение автомобиля на подъеме 10% со скоростью до 60 км/ч. Максимальный преодолеваемый подъем составляет около 23% (скорость движения до 30 км/ч). При работе обеих ЭМ в пиковом режиме возможно преодоление подъема до 36%.

По результатам анализа оптимальных управлений было разработано две стратегии (алгоритма) управления КЭУ. Первая ориентирована на получение наименьшего расхода топлива ("экономичная"), вторая – на получение наилучших экологических характеристик автомобиля ("экологичная") [5]. Стратегии одинаковы по структуре, а различаются только численными значениями параметров и законами управления компонентами КЭУ.

Согласно разработанным алгоритмам управления, были получены условия переходов между состояниями и режимами работы КЭУ последовательно-параллельного типа для «экономичного» и «экологичного» алгоритмов управления [3]. Анализ оптимальных управлений

выявляет два состояния: состояние расходования заряда батарей и состояние восполнения заряда батарей. В обоих состояниях КЭУ возможно использование трёх режимов её работы: режима электромобиля, режима работы по параллельной схеме и режима работы по последовательной схеме КЭУ.

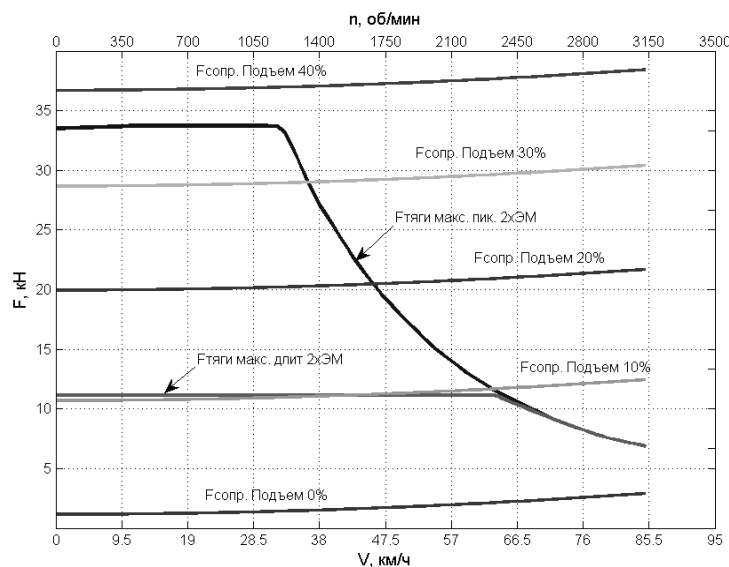


Рисунок 9 – Тяговая характеристика ПАЗ-3349 при движении на электротяге от двух ЭМ

В результате проведенных исследований установлено, что среднетоннажные городские грузовые автомобили и автобусы, оснащенные КЭУ, выполненной по последовательно-параллельной схеме при движении в городских условиях обеспечивают динамические характеристики, сопоставимые с традиционными автомобилями при движении в городском цикле (ускорение не менее 1 м/с^2 , максимальная скорость не менее 80 км/ч , сохранение ускорения 1 м/с^2 до достижения скорости 50 км/ч). Кроме того, обеспечивается не менее 25% экономии топлива в сравнении с традиционными автотранспортными средствами, возможность движения транспортного средства в режиме электромобиля в городских условиях с постоянной скоростью 20 км/ч на протяжении не менее 30 км . Ресурс электрического накопителя по числу зарядно-разрядных циклов достигает не менее 700 циклов. Таким образом, создание среднетоннажных городских грузовых автомобилей с КЭУ, выполненной по последовательно-параллельной схеме, с использованием системы тягового электрооборудования российского производства является перспективным и обеспечивает развитие отечественной компонентной базы в области электрических приводов, предназначенных для автомобильных транспортных средств.

В статье представлены результаты работы, выполненной при финансовой поддержке Министерства образования и науки РФ в рамках ГК № 16.516.11.6062 от «28» апреля 2011 г.

Литература

6. Николаенко А.В., Бахмутов С.В., Селифонов В.В., Павлушков Б.Э., Филонов А.И., Благушко Я.В., Баулина Е.Е., Куликов И.А., Карпухин К.Е., Данилин М.Ф. Комбинированная энергетическая установка транспортного средства (варианты). // Патент № 2424919 на изобретение – 2011.
7. Отчёт о НИР по теме: "Разработка и изготовление комбинированной энергетической установки (КЭУ) в стендовом исполнении для среднетоннажных грузовых городских автомобилей с использованием перспективных электрических машин российского производства". Этап №1 "Разработка эскизного проекта комбинированной энергетической установки в стендовом исполнении с комплексной системой энергообеспечения". ГК №16.516.11.6062.
8. Отчёт о НИР по теме: "Разработка и изготовление комбинированной энергетической установки (КЭУ) в стендовом исполнении для среднетоннажных грузовых городских авто-

мобилей с использованием перспективных электрических машин российского производства". Этап № 2 "Разработка технического проекта комбинированной энергетической установки с комплексной системой энергообеспечения". ГК №16.516.11.6062.

1. Отчёт о НИР по теме: "Разработка и изготовление комбинированной энергетической установки (КЭУ) в стендовом исполнении для среднетоннажных грузовых городских автомобилей с использованием перспективных электрических машин российского производства". Этап №3 "Изготовление комбинированной энергетической установки в стендовом исполнении". ГК №16.516.11.6062.
2. Куликов И.А., Селифонов В.В., Филонов А.И. Управление комбинированной энергоустановкой автомобиля: экология или энергоэффективность? // Автомобильная промышленность – М.: Научно-техническое издательство Машиностроение – 2011 – № 1.
3. Карунин А.Л., Бахмутов С.В., Селифонов В.В., Круташов А.В., Баулина Е.Е., Авруцкий Е.В., Филонов А.И., Карпухин К.Е. Гибридные автомобили – столбовая дорога к экономичному и экологически чистому транспорту. // Журнал ассоциации автомобильных инженеров – Москва – 2007– № 3. – с. 38 – 45.
4. Карунин А.Л., Бахмутов С.В., Селифонов В.В., Круташов А.В., Баулина Е.Е., Авруцкий Е.В., Филонов А.И., Карпухин К.Е. Гибридные автомобили – столбовая дорога к экономичному и экологически чистому транспорту (продолжение). // Журнал ассоциации автомобильных инженеров – Москва – 2007– № 4. – с. 52 – 56.

Метод прогнозирования усталостной долговечности в условиях квазимонотонной деградации физико-механических свойств объекта

д.т.н. проф. Боровских В.Е., Подвойский А.О.
Саратовский государственный технический университет
+7-937-221-18-75, podvoiskijalex@mail.ru

Аннотация. Предлагается метод оценки ресурса объекта в условиях квазимонотонного ухудшения параметров качества системы, инвариантный относительно класса в общем случае нестационарного стохастического процесса сложной структуры.

Ключевые слова: стохастический процесс; деградационный процесс; вычет предела выносливости; энергия выброса

Проблемам теории управления ресурсом посвящено большое количество монографий и обзоров, но, несмотря на это, задача прогнозирования усталостной долговечности объекта в поле стохастических напряжений остается весьма актуальной и сегодня.

Современная наука о прочности насчитывает несколько десятков методов оценки ресурса при стохастических напряжениях. Аналитический аппарат этих методов чрезвычайно разнообразен: одни основываются на многомерных пуассоновских потоках, другие - на марковских процессах и уравнении Фоккера-Планка-Колмогорова, третьи - на понятии кривой усталости и линейной гипотезе накопления усталостных повреждений (гипотезе Пальмгрена-Майнера).

Существующие методы прогнозирования учитывают довольно широкий спектр факторов, влияющих на способность объекта (по ГОСТ 13377-75 понятия «система» и «элемент» можно объединить единым термином объект) сопротивляться усталостному разрушению, однако прогностический алгоритм этих методов основывается, главным образом, на *стационарной* гипотезе (гипотезе о неизменности механических свойств), а между тем известно, что реальные системы представляют собой сложные *стохастические* системы, свойства которых изменяются с течением времени, а случайные процессы, совершающиеся в этих системах, являются «существенно нестационарными».

Согласно классической теории усталости металлов, наклонный участок кривой выносливости (рисунок 1) по мере накопления усталостных повреждений поступательно сдвигается влево, а предел циклической прочности не изменяется. В этом случае выходит, что при

напряжениях, не превышающих предел выносливости, деталь может выдержать, вообще говоря, сколь угодно большое число циклов, что очень сомнительно, потому как в природе вечных деталей просто не имеется.

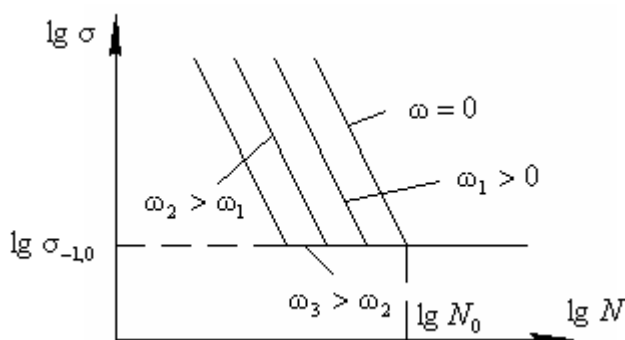


Рисунок 1 – Изменение кривых выносливости по мере накопления в материале усталостных повреждений (при $y_{-1,0} = const$): $y_{-1,0}$ – априорное значение предела выносливости; ω – мера усталостного повреждения; N – число циклов; N_0 – абсцисса точки перегиба кривой усталости

Замечание: в настоящей работе параметры кривой выносливости определялись не по кривой усталости Велера, а по модифицированной кривой усталости Д.И. Беренова, учитывающей зависимость предела выносливости от числа циклов до разрушения.

Из многочисленных экспериментальных исследований известно, что по мере накопления усталостных повреждений предел выносливости постепенно понижается (рисунок 2) [1].

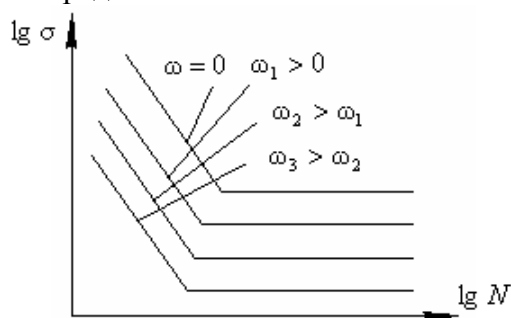


Рисунок 2 – Изменение кривых выносливости по мере накопления в материале усталостных повреждений (при $y_{-1,0} = var$)

Для учета этого изменения рекомендуется заменять истинное его значение расчетной величиной, равной 0,5-0,7 первоначального значения предела выносливости. Вместе с тем уровень снижения предела выносливости зависит от спектра нагрузок: чем большая часть этого спектра находится выше предела выносливости, тем больше следует снижать его расчетное значение.

Для получения конкретных рекомендаций по снижению предела выносливости необходимо полное решение задачи о расчете ресурса конструкции с учетом постепенного его снижения.

Однако прямое экспериментальное выявление закономерности усталостного повреждения для конкретных материалов и конструкций связано с почти непреодолимыми техническими трудностями [1, с. 140].

Поэтому на первоначальном этапе исследований целесообразно построить гипотетические зависимости изменения предела выносливости от накопленного усталостного повреждения с последующим выяснением их практической применимости по результатам сопоставления расчетных и экспериментальных данных о ресурсе конструкций [1].

В связи с этим известный интерес представляет решение задачи прогнозирования вероятностной оценки надежности конструкции по критерию многоциклового усталости при стохастическом нагружении в условиях монотонной деградации механических свойств объекта.

Подобная задача может возникнуть и на этапе проектирования, и на этапе испытания опытного образца. В первом случае спектр переменных напряжений в опасном сечении может быть получен, например, с помощью программного комплекса ANSYS в случае, когда имеется опытный образец спектр напряжений в интересующем сечении может быть получен методом тензометрии.

Для решения указанной задачи рассмотрим элементарную площадку в условиях сложного напряженного состояния в некоторой окрестности опасной точки конструкции. Под опасной точкой конструкции понимается точка, в которой поле напряжений реализует максимум, а поле энергии прочности – минимум.

Предположим, что на основе априорной информации о статистических закономерностях нагруженности конструкций-аналогов определены вероятностные характеристики логарифмически нормального закона распределения, аппроксимирующего реальный закон распределения амплитуд деформаций $\varepsilon_x(t)$, $\varepsilon_y(t)$, $\varepsilon_\gamma(t)$ [2, 3]. Другими словами, имеется пакет осциллограмм, зарегистрированных в эксперименте, ординаты которых подчиняются логарифмически нормальному закону распределения (распределению-аппроксиманту).

Зная составляющие трехмерного ε -процесса (т.е. располагая оцифрованными осциллограммами, снятыми с розеток тензорезисторов), можно с помощью известных соотношений линейной теории упругости определить так называемые псевдонапряжения [1]:

$$\begin{cases} \sigma_x(t) = E \cdot \varepsilon_x(t) \\ \sigma_y(t) = E \cdot \varepsilon_y(t), \\ \sigma_\gamma(t) = E \cdot \varepsilon_\gamma(t) \end{cases} \quad (1)$$

где: E – модуль упругости.

Тогда зависимость между напряжениями и деформациями примет вид [1]:

$$\begin{cases} \sigma_x = \frac{1}{1-\mu^2} \cdot (\sigma_x + \mu \cdot \sigma_y) \\ \sigma_y = \frac{1}{1-\mu^2} \cdot (\sigma_y + \mu \cdot \sigma_x) \\ \tau = \frac{1}{2 \cdot (1+\mu)} \cdot (2 \cdot \sigma_\gamma - \sigma_x - \sigma_y) \end{cases} \quad (2)$$

где: μ – коэффициент Пуассона.

Расчетное напряжение можно определить следующим образом [1]:

$$\sigma_p = A \cdot \sigma_x + B \cdot \sigma_y + C \cdot \tau,$$

где: A , B , C – коэффициенты, зависящие от углов наклона элементарной площадки (рисунок 3).

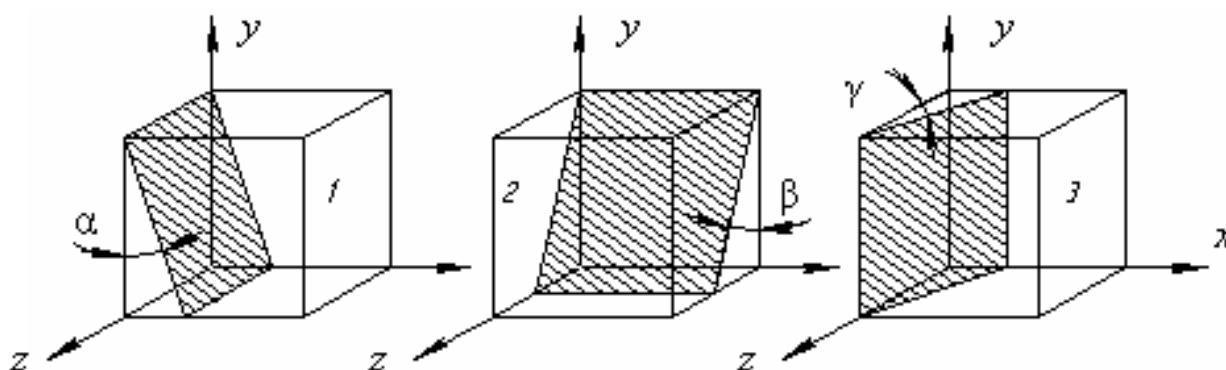


Рисунок 3 – Частные случаи ориентации элементарной площадки

Эти коэффициенты определяются по формулам [1]:

для площадки 1:

$$\begin{cases} A = \frac{2-\lambda}{2} + \frac{2-\lambda}{2} \cdot \cos 2\alpha + \frac{\lambda-1}{2} \cdot \sin 2\alpha \\ B = \frac{2-\lambda}{2} - \frac{2-\lambda}{2} \cdot \cos 2\alpha - \frac{\lambda-1}{2} \cdot \sin 2\alpha, \\ C = (\lambda-1) \cdot \cos 2\alpha - (2-\lambda) \cdot \sin 2\alpha \end{cases} \quad (3)$$

для площадки 2:

$$B = \frac{2-\lambda}{2} - \frac{2-\lambda}{2} \cdot \cos(2 \cdot \beta) - \frac{\lambda-1}{2} \cdot \sin(2 \cdot \beta); \quad A = C = 0, \quad (4)$$

для площадки 3:

$$A = \frac{2-\lambda}{2} + \frac{2-\lambda}{2} \cdot \cos(2 \cdot \gamma) + \frac{\lambda-1}{2} \cdot \sin(2 \cdot \gamma); \quad B = C = 0, \quad (5)$$

где: λ – коэффициент, определяющий чувствительность материала к нормальным и касательным напряжениям, $\lambda = \frac{\sigma_{-1}}{\tau_{-1}}$. Если, например, за расчетное напряжение принимается октаэдрическое касательное напряжение, то $\tau_{-1} \approx 0,7 \cdot \sigma_{-1}$.

Расположение опасной площадки и расчетное усталостное повреждение определяются из условия максимума накопленного в ней усталостного повреждения [1]:

$$\omega = \max_{\alpha, \beta, \gamma} [\omega(\alpha), \omega(\beta), \omega(\gamma)], \quad (6)$$

а углы определяются из уравнений:

$$\frac{d\omega}{d\alpha} = \frac{d\omega}{d\beta} = \frac{d\omega}{d\gamma} = 0. \quad (7)$$

В первом приближении углы наклона площадки можно определить из условия максимума дисперсии расчетного процесса нагружения [1]

$$\frac{ds_{\sigma}}{d\alpha} = \frac{ds_{\sigma}}{d\beta} = \frac{ds_{\sigma}}{d\gamma} = 0, \quad (8)$$

где: s_{σ} - среднее квадратическое отклонение расчетного y_p -процесса.

Трехмерный случайный процесс $\{\sigma_x(t), \sigma_y(t), \sigma_z(t)\}$ полностью характеризуется матрицей автокорреляционных и взаимных корреляционных функций [1]:

$$\begin{bmatrix} k_x(\tau) & r_{xy}(\tau) & r_{xz}(\tau) \\ r_{yx}(\tau) & k_y(\tau) & r_{yz}(\tau) \\ r_{zx}(\tau) & r_{zy}(\tau) & k_z(\tau) \end{bmatrix}, \quad (9)$$

где: $k_x(\tau), k_y(\tau), k_z(\tau)$ – автокорреляционные функции стационарных случайных процессов; $r_{yx}(\tau), \dots, r_{zy}(\tau)$ – взаимные корреляционные функции стационарно связанных случайных процессов.

Корреляционная функция расчетного σ_p -процесса определяется по формуле [1]:

$$k_{\sigma}(\tau) = A_1^2 \cdot k_x(\tau) + B_1^2 \cdot k_y(\tau) + C_1^2 \cdot k_z(\tau) + 2 \cdot A_1 \cdot C_1 \cdot r_{xz}(\tau) + \dots \\ \dots + 2 \cdot A_1 \cdot B_1 \cdot r_{xy}(\tau) + 2 \cdot B_1 \cdot C_1 \cdot r_{yz}(\tau), \quad (10)$$

где: $A_1 = \frac{A+B \cdot \mu}{1-\mu^2} - \frac{C}{2 \cdot (1+\mu)}$, $B_1 = \frac{A \cdot \mu + B}{1-\mu^2} - \frac{C}{2 \cdot (1+\mu)}$, $C_1 = \frac{C}{1+\mu}$ – параметры.

Положив в уравнении (10) $\tau = 0$, найдем дисперсию σ_p .

$$s_\sigma^2 = k_\sigma(0) = A_1^2 \cdot s_x^2 + B_1^2 \cdot s_y^2 + C_1^2 \cdot s_\gamma^2 + 2 \cdot A_1 \cdot C_1 \cdot r_{xy} + 2 \cdot A_1 \cdot B_1 \cdot r_{xy} + 2 \cdot B_1 \cdot C_1 \cdot r_{y\gamma}, \quad (11)$$

где: r_{xy} , r_{xy} , $r_{y\gamma}$ – корреляционные моменты.

Подставив (11) в (8), определим угол наклона площадки [1]:

$$A_1 \cdot D[A_1] \cdot s_x^2 + B_1 \cdot D[B_1] \cdot s_y^2 + C_1 \cdot D[C_1] \cdot s_\gamma^2 + (A_1 \cdot D[B_1] + D[A_1] \cdot B_1) \cdot r_{xy} + \dots \quad (12)$$

$$\dots + (A_1 \cdot D[C_1] + D[A_1] \cdot C_1) \cdot r_{xy} + (B_1 \cdot D[C_1] + D[B_1] \cdot C_1) \cdot r_{y\gamma} = 0,$$

где: $D[\cdot]$ – дифференциальный оператор первого порядка по углу наклона $\alpha_j = \{\alpha, \beta, \gamma\}$.

Ниже приведены реализации составляющих расчетного $\sigma_p(t)$ -процесса с логарифмически нормально распределенными компонентами.

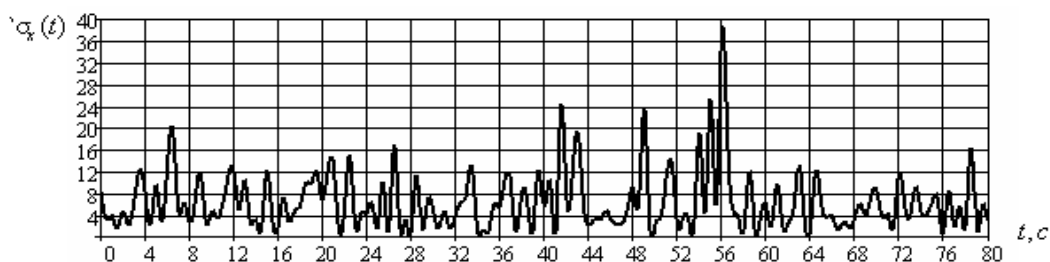


Рисунок 4 – Реализация $\sigma_x(t)$ -процесса

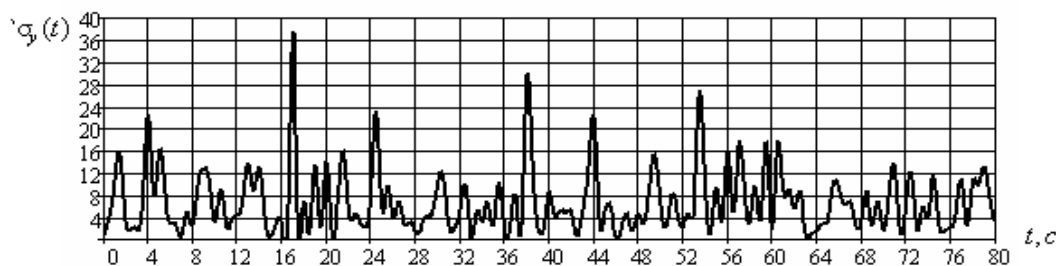


Рисунок 5 – Реализация $\sigma_y(t)$ -процесса

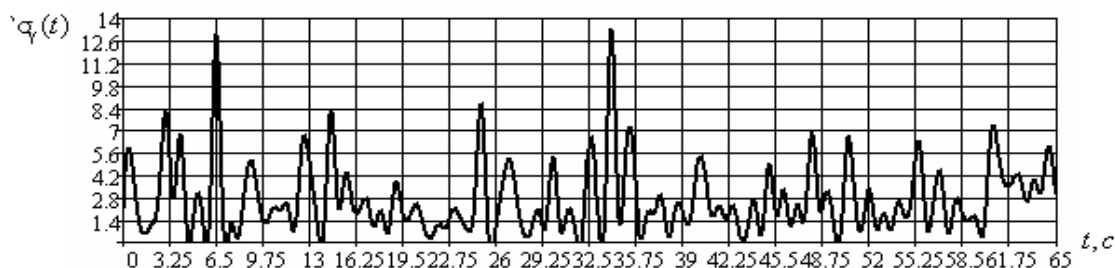


Рисунок 6 – Реализация $\sigma_\gamma(t)$ -процесса

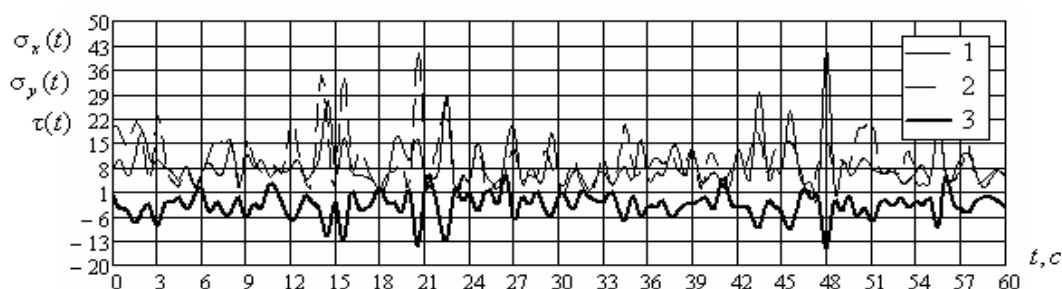


Рисунок 7 – Реализации: 1 – $\sigma_x(t)$, 2 – $\sigma_y(t)$, 3 – $\tau(t)$

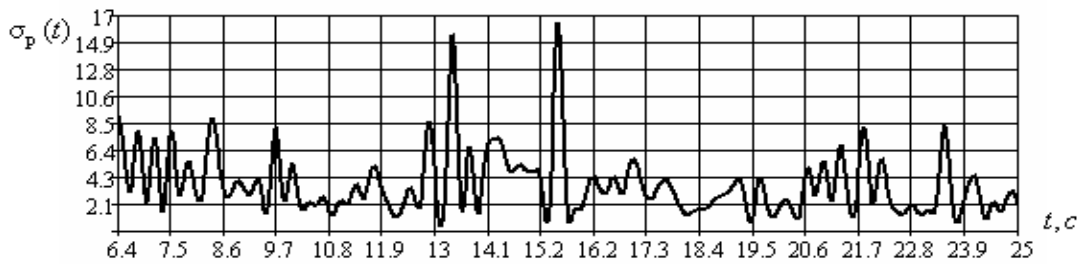


Рисунок 8 – Реализация $\sigma_p(t)$ -процесса

Замечание: в данном случае удобнее работать не с ансамблем реализаций расчетного $\sigma_p(t)$ -процесса, а с одной, но репрезентативной реализацией, поэтому предположим, что $\sigma_p(t)$ -процесс обладает свойством эргодичности; для справедливости эргодической теоремы необходимо и достаточно, чтобы автокорреляционная функция случайного $\sigma_p(t)$ -процесса удовлетворяла условию [4]:

$$\lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \cdot \int_0^T \left(1 - \frac{\tau}{T}\right) \cdot k_\sigma(\tau) d\tau = 0. \quad (13)$$

На практике *необходимое и достаточное* условие (13) заменяют более простым *достаточным* [4] (автокорреляционная функция должна стремиться к нулю при $\tau \rightarrow \infty$).

Компоненты корреляционной матрицы определялись по формуле [4]:

$$\tilde{k}_{xy} \left(\frac{m \cdot T}{n} \right) = \frac{1}{n-m} \cdot \sum_{r=1}^{n-m} [x(t_{r+m}) - \tilde{m}_x] \cdot [y(t_r) - \tilde{m}_y], \quad m < 1/4 \cdot n, \quad (14)$$

где: \tilde{m}_x, \tilde{m}_y - оценка математического ожидания; n - число разбиений.

Явление деградации механических свойств объекта как результат исчерпания предела выносливости можно описать, в первом приближении, с помощью соотношения, предложенного А.С. Гусевым.

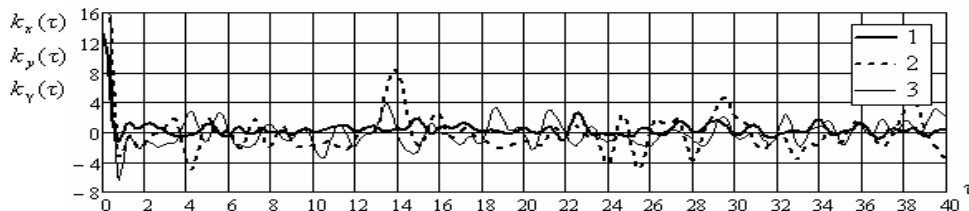


Рисунок 9 – Автокорреляционные функции: 1 – $k_y(\tau)$; 2 – $k_x(\tau)$; 3 – $k_z(\tau)$

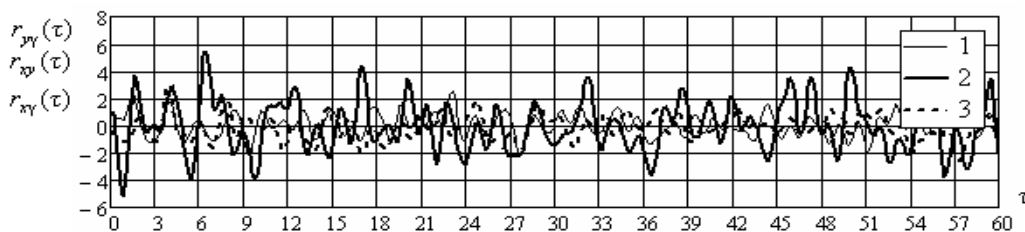


Рисунок 10 – Взаимные корреляционные функции: 1 – $r_{yv}(\tau)$; 2 – $r_{xy}(\tau)$; 3 – $r_{xv}(\tau)$

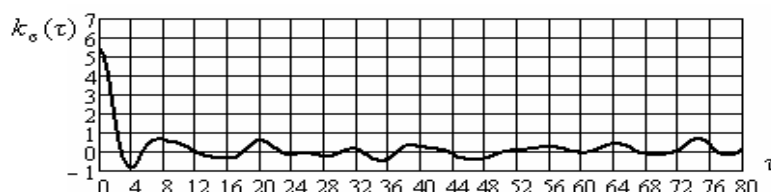


Рисунок 11 – Автокорреляционная функция $y_p(t)$

Согласно этому предположению, скорость исчерпания предела выносливости зависит от скорости накопления усталостных повреждений и априорного значения предела выносливости [1]:

$$\sigma_{-1,\omega} = \sigma_{-1,0} \cdot (1 - \omega)^\zeta, \quad (15)$$

где: $\sigma_{-1,\omega}$ – текущее значение предела выносливости; $\sigma_{-1,0}$ – априорное значение предела выносливости; ω – мера усталостных повреждений; ζ – постоянная материала.

Выработка ресурса силовых элементов конструкций связана, главным образом, с накоплением необратимых повреждений в их элементах. Эти повреждения могут иметь различную природу и происхождение, однако их можно описать в рамках единого подхода, связывающего скорость накопления повреждений с действующими нагрузками [5].

При больших длительностях разрушение происходит при незначительных пластических деформациях. Металлографические исследования показывают, что разрушению предшествует образование микротрещин перпендикулярно оси действия первого главного напряжения. С течением времени трещины растут, и происходит разрыв [5].

Можно предположить, что в поперечном сечении появляются трещины и на единицу площади сечения приходится одна трещина с условной площадью ω (скалярную меру усталостных повреждений можно рассматривать как площадь развивающейся трещины).

Скорость распространения трещины есть функция среднего напряжения, температуры и структурного состояния материала.

Следовательно, можно записать [5]:

$$\frac{d\omega}{dt} = u, \quad (16)$$

где: u – скорость роста трещины; t – условное время нагружения.

Если трещина имеет удлиненную форму и распространяется в одном направлении, то величина u равна скорости роста фронта трещины с точностью до численного множителя. В случае округлой трещины [5]:

$$\frac{d\omega}{dt} = \exp[\ln u + \beta \cdot \ln \omega], \quad (0 \leq \beta \leq 0,5), \quad (17)$$

где: β – постоянная материала.

Относительно функции u можно делать различные предположения, опираясь на теоретические и опытные факты. В случае расчета повреждаемости при длительном усталостном нагружении $u(\sigma)$ логично представить функцией, зависящей от величины циклических напряжений σ_V с учетом уменьшения действующего сечения элемента за счет роста повреждаемости. В этом случае уравнение (17) запишем в виде [5]:

$$\frac{d\omega}{dN} = A \cdot \left[\frac{\sigma}{\sigma_B \cdot (1 - \omega)} \right]^n, \quad (18)$$

где: N – число циклов; A, n – эмпирические постоянные; σ_B – временное сопротивление материала.

Решая уравнение (18) при $\omega_{(N=0)} = 0$, получим [5]

$$\omega(N') = 1 - \left(1 - \frac{A}{(n+1) \cdot \sigma_B^n} \cdot \int_0^{N'} [\sigma(N)]^n dN \right)^{1/(n+1)}, \quad (0 \leq N' \leq N) \quad (19)$$

Зная историю нагружения, можно вычислить повреждаемость в любой момент времени. На стадии проектирования можно принять $\omega = 1$ [6]; в этом случае параметры уравнения (8) определяются следующим образом

$$n = m, \quad A = C^{-1} \cdot [\sigma_B^n \cdot (n + 1)], \quad (20)$$

где: m – котангенс угла наклона левой ветви кривой усталости, описываемой уравнением $\sigma^m \cdot N = C$.

Возвратимся теперь к выборочной функции σ_p -процесса: согласно Когаеву В.П. [7], амплитуды $\sigma_a < k_a \cdot \sigma_{-1,0}$ (по опытным данным можно принять $k_a = 0,5$) не оказывают влияния на процесс накопления усталостных повреждений.

Учитывая это обстоятельство, можно предположить, что вычит предел выносливости $\Delta\sigma_{-1}^{(k)}$ (ВПВ) (разность, составленная из значения предела выносливости, вычисленного на шаге k , и значения предела выносливости, вычисленного на шаге $k + 1$), связан с энергией выброса w_j (ЭВ) (энергией напряжений, превышающих текущее значение предела выносливости).

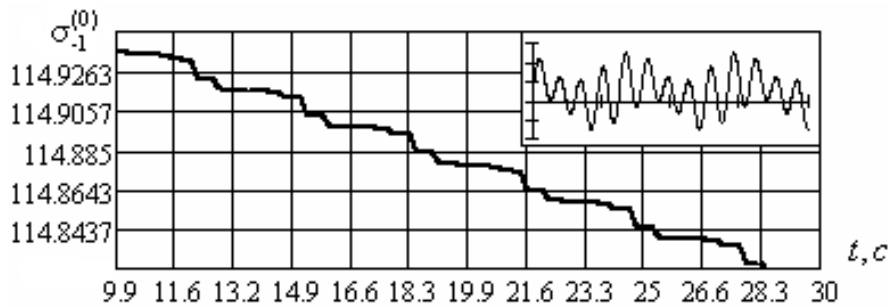


Рисунок 12 – Деградационный процесс (рассчитан по формуле (21) для суммы гармоник)

Подставив формулу (19) в соотношение (15) с учетом k_a , получим (рисунок 12):

$$\sigma_{-1,\omega}(N') = k_a \cdot \sigma_{-1,0} \cdot \left(1 - \frac{A}{(n+1) \cdot \sigma_B^n} \cdot \int_0^{N'} [\sigma(N)]^n \cdot dN \right)^{\zeta/(n+1)}. \quad (21)$$

Тогда предел выносливости будет исчерпываться по правилу (рисунок 13)

$$\Delta\sigma_{-1}^{(k)} = \sigma_{-1}^{(0)} \cdot \prod_{j=1}^{k-1} (<1)_j \cdot [1 - (<1)_k] \wedge \prod_{j=1}^{k-1} (<1)_j \Big|_{k=1} = 1, \quad (22)$$

$$\sigma_{-1}^{(k)} = \sigma_{-1}^{(0)} \cdot \prod_{j=1}^k (<1)_j, \quad (23)$$

$$(<1)_k = \begin{cases} \sqrt[m+1]{\left(1 - \frac{\alpha}{\sigma_{-1,0}^m \cdot N_0} \cdot \int_{t_1}^{t_2} \sigma_x(t) dt \right)^?}, & w \geq w_{th}, \\ \sum_{\sigma_x(t) > \sigma_{-1}^{(k-1)}} \sqrt[m+1]{\left(1 - \frac{\alpha}{\sigma_{-1,0}^m \cdot N_0} \cdot \int_{t_1}^{t_2} \sigma_x(t) dt \right)^\zeta}, & w < w_{th}, \end{cases} \quad (24)$$

где: $\Delta\sigma_{-1}^{(k)}$ – вычит предела выносливости; $\sigma_{-1}^{(k)}$ – текущее значение предела выносливости; $\sigma_{-1}^{(0)}$ – априорное значение предела выносливости, $\sigma_{-1}^{(0)} = k_a \cdot \sigma_{-1,0}$; $(<1)_k$ – выражение меньше единицы; t_1, t_2 – точки пересечения процессом σ_p текущего значения предела выносливости; k – текущий номер шага; q – число шагов; α – параметр; w_{th} – пороговое значение ЭВ.

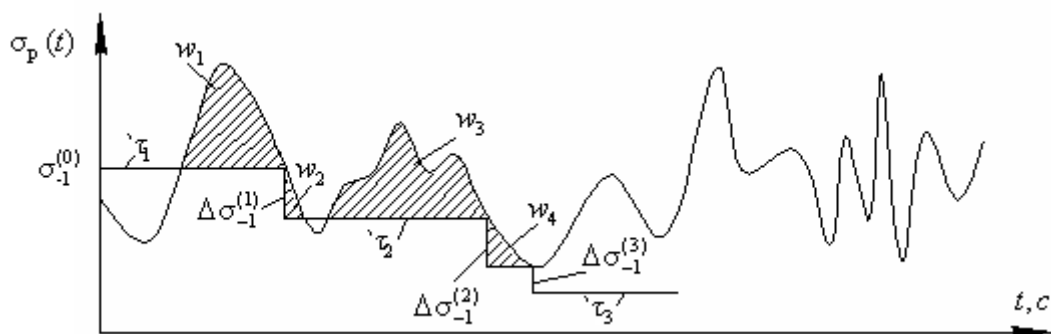


Рисунок 13 – К пояснению правила снижения предела выносливости:
 τ_j - относительное время пребывания объекта в j -ом состоянии

Таким образом, если текущее значение ЭВ превышает пороговое w_{th} , то предел выносливости $\sigma_{-1}^{(k)}$ мгновенно снижается на величину, определяемую по формуле (22), если же условие $w \geq w_{th}$ не выполняется, то предел выносливости снижается только по окончании выброса (обозначим его через w_b), энергия которого превышает пороговую w_{th} (важно заметить, что учитываются и выбросы предшествующие w_b).

В итоге получается траектория деградационного процесса $D(\tau_j)$, описывающего квази-монотонное ухудшение параметров качества системы в ходе ее эксплуатации (рисунок 14).

Замечание: для того чтобы определить средний ресурс объекта с помощью метода условных функций надежности В.В. Болотина, необходимо знать плотность распределения ординат деградационного (обратного кумулятивного) процесса. К сожалению, даже в случае простого кумулятивного процесса не всегда удастся определить плотность распределения, поэтому в настоящей статье предлагается определять ресурс объекта как расстояние от начала координат до точки пересечения деградационного процесса с осью абсцисс. Для сокращения машинного времени можно ограничиться рассмотрением нескольких сотен или тысяч ступеней процесса, а затем с помощью метода Монте-Карло достроить деградационный процесс, т.е. аппроксимировать ступенчатый процесс прямой линией с углом наклона

$$\frac{1}{k} \cdot \arctg(\Delta\sigma_{-1}^{(k)} / \tau_k).$$

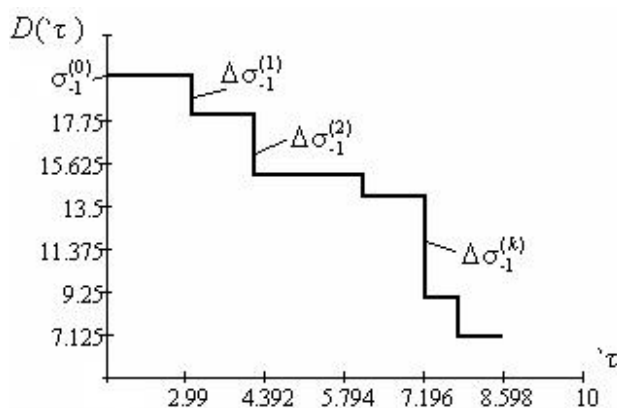


Рисунок 14 – Реализация дискретного процесса истощения предела выносливости -

Важно обратить внимание на то, что рассматриваемый деградационный процесс (согласно общей классификации) является одномерным сепарабельным стохастически непрерывным случайным процессом с независимыми стационарными приращениями, т.е. ухудшение параметров качества системы описывается не в терминах теории марковских процессов, а в терминах теории случайных процессов с независимыми приращениями, что значительно упрощает идентификацию поврежденного состояния объекта и вычисление среднего ресурса.

Кроме всего прочего, в данном случае отпадает необходимость составлять кинетическое уравнение (в настоящее время не существует четких рекомендаций относительно правой части кинетического уравнения!), стохастическое дифференциальное уравнение Ито, определять коэффициенты сноса, диффузии, решать уравнение Фоккера-Планка-Колмогорова, которое, как известно, имеет относительно простое решение лишь в ряде частных случаев, не представляющих особого интереса для практики.

В завершении необходимо заметить, что предлагаемый метод не требует решения задачи идентификации класса случайного процесса. Здесь требуется разъяснение: решая основную задачу стохастической теории прогнозирования ресурса, приходится накладывать определенные ограничения на класс случайного процесса, так, например, если предполагается, что изучаемый процесс является стационарным в широком смысле, то это значит, что, как минимум, первые два момента процесса не зависят от временной координаты, а это, очевидно, ограничение. Далее предполагается, что процесс является нестационарным, скажем, аддитивным: и это тоже ограничение, потому что реальные физические процессы, регистрируемые в эксперименте, как правило, допускают представление в виде аддитивно-мультипликативной модели, т.е. в виде процесса с реономными математическим ожиданием и дисперсией.

Выводы

Предлагаемый метод инвариантен относительно структуры случайного процесса в том смысле, что позволяет обрабатывать как узкополосные, так и широкополосные, как стационарные, так и нестационарные случайные процессы, учитывая особенности их профиля (а значит, и порядок приложения нагрузки) и поэтому может быть положен в основу инженерных расчетов на прочность по критерию многоциклового усталости при воздействии случайных процессов произвольной структуры.

Литература

1. Гусев А.С. Сопротивление усталости и живучесть конструкций при случайных воздействиях. – М.: Машиностроение, 1989. – 248 с.: ил. – (Б-ка расчетчика/ Ред. кол.: Н.Н. Малинин (пред.) и др.).
2. Дмитриченко С.С., Борисов Ю.С., Русанов О.А. Накопление повреждений и характеристики сопротивления усталости узлов и деталей мобильных машин// Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2003, №8.
3. Ефремов Л.В. Практика инженерного анализа надежности судовой техники. — Л.: Судостроение, 1980. — 178 с.
4. Пугачев В.С. Теория случайных функций и ее применение к задачам автоматического управления. М.: Физматгиз, 1960. – 883 с.
5. Питухин А.В. Вероятностно-статистические методы механики разрушения и теории катастроф в инженерном проектировании. Петрозаводск: изд-во ПетрГУ, 1998. - 304 с.
6. Сильвестров И.Н. Расчет ресурса и длительной прочности с использованием критерия повреждаемости// Проблемы машиностроения и надежности машин, 2006, №6, С. 116-118.
7. Когаев В.П. Расчеты на прочность при напряжениях, переменных во времени. М., 1977. 232с.

Моделирование устройства балансировки Li-Ion аккумуляторной батареи с коммутируемыми конденсаторами для электромобиля

Варламов Д.О.

Университет машиностроения
8(916)513-72-16, varlamovd@mail.ru

Аннотация. В статье рассмотрены принцип работы и способ построения схемы моделирования устройства балансировки с коммутируемым конденсатором для Li-Ion аккумуляторной батареи в программе Matlab Simulink. Сделаны выводы о возможности применения устройства балансировки для аккумуляторной батареи

электромобиля.

Ключевые слова: устройство балансировки, коммутируемый конденсатор, литиевый аккумулятор, моделирование.

Аккумуляторные батареи (АБ) электромобилей состоят из множества последовательно соединенных аккумуляторов, при массовом производстве которых невозможно добиться идентичности их характеристик. Емкость, внутреннее сопротивление, скорость саморазряда и деградации однотипных аккумуляторов всегда незначительно, но отличаются.

В АБ на борту электромобиля аккумуляторы работают в различных температурных режимах работы, что также влияет на их характеристики. Наиболее характерно это влияние проявляется при разбиении АБ на несколько модулей последовательно соединенных аккумуляторов и размещении их в разных отсеках электромобиля (в подкапотном пространстве, в багажнике, в салоне и т.д.).

Для того чтобы минимизировать разброс характеристик аккумуляторов, разработчики электромобилей стараются комплектовать АБ из аккумуляторов одной производственной партии, а для равномерного температурного распределения на аккумуляторах стараются оптимизировать конструкцию блока АБ и систему вентиляции.

Несмотря на прилагаемые усилия, при длительной эксплуатации АБ возникает проблема разбаланса аккумуляторов, которая понижает эффективность использования АБ на борту электромобиля.

Системы электроснабжения с интеллектуальными алгоритмами, обеспечивающие повышение энергетических показателей, описаны в статье [1], а тенденции развития диагностики этих систем – в статье [2].

Негативное влияние разбаланса может быть отражено на следующем примере: если при движении электромобиля напряжение на одном из аккумуляторов опустится до заданного нижнего уровня, ниже которого может произойти необратимая деградация АБ, система обеспечения безопасности электромобиля принудительно разомкнет цепь разряда АБ и электромобиль не сможет продолжить движение [3]. Тот факт, что напряжения на отдельных аккумуляторах будут выше заданного нижнего допустимого предела, свидетельствует о наличии неиспользуемого заряда в отдельных аккумуляторах. Наличие остаточного неиспользуемого заряда в аккумуляторах говорит о неэффективном использовании АБ. Следовательно, электромобиль с разбалансированной АБ сможет проехать меньшее расстояние, чем электромобиль с АБ, у которой напряжения на аккумуляторах (при полном заряде АБ) одинаковы.

Для выравнивания степени заряда и напряжений на отдельных аккумуляторах в АБ используются специальные устройства балансировки. Классификация устройств балансировки приведена в статье [4]. Моделирование устройств балансировки других типов представлены в статьях [5] и [6].

Рассмотрим схему и принцип работы конденсаторного устройства балансировки напряжений, моделированию которого посвящена статья.

Структурная схема этого устройства представлена на рисунке 1. На каждую пару последовательно соединенных аккумуляторов в АБ подключаются блоки “переноса заряда”, включающие в себя два коммутационных ключа и коммутируемый конденсатор.

Конденсатор постоянно переключается между двух аккумуляторов, доставляя, таким образом, заряд от аккумуляторов с большим зарядом к аккумуляторам с меньшим зарядом, постепенно выравнивая на них заряд. При этом каждый такой блок нуждается в простом управлении коммутацией силовых ключей. Несколько блоков “переноса заряда” могут быть использованы для последовательной цепи аккумуляторов высоковольтной АБ. Т.к. аккумуляторы $V_2 \dots V_{n-1}$ делят свой блок “переноса заряда” с двумя соседними аккумуляторами, то заряд может путешествовать от одного конца последовательной цепи до другого.

Недостатком этой схемы является потребность в большом периоде времени на транспортировку заряда, в том случае если аккумулятор с наибольшим зарядом и аккумулятор с наименьшим зарядом находятся с разных сторон последовательной цепи аккумуляторов. В

этом случае заряд будет “путешествовать” через каждый аккумулятор с затратой времени и эффективности.

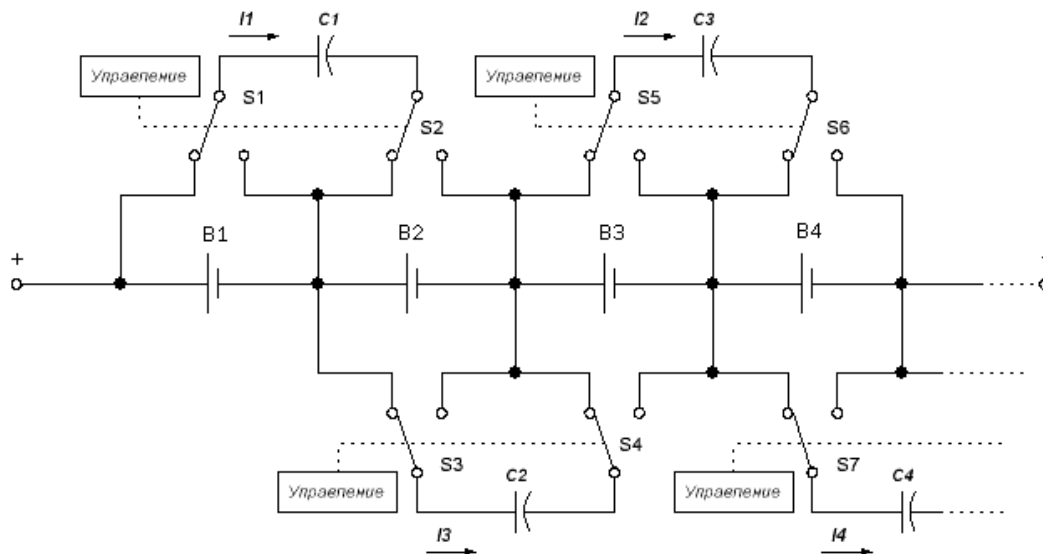


Рисунок 1 – Структурная схема устройства балансировки с одним коммутируемым конденсатором на каждую пару аккумуляторов

Вторым недостатком является потребность в большом количестве ключей:

$$(n-1) \cdot 4, \text{ где } n - \text{число аккумуляторов.}$$

Однако, несмотря на недостатки, эта схема является достаточно компактной. Для каждой пары АБ управляющий контур, коммутационные ключи и конденсатор могут быть объединены в отдельном модуле напротив аккумуляторов, заряды которых они выравнивают. При добавлении некоторого количества дополнительных аккумуляторов в последовательную цепь АБ могут быть добавлены и блоки “переноса заряда”.

Рассмотрим модель устройства балансировки с коммутируемым конденсатором в программе Matlab Simulink. Схема модели устройства представлена на рисунке 2.

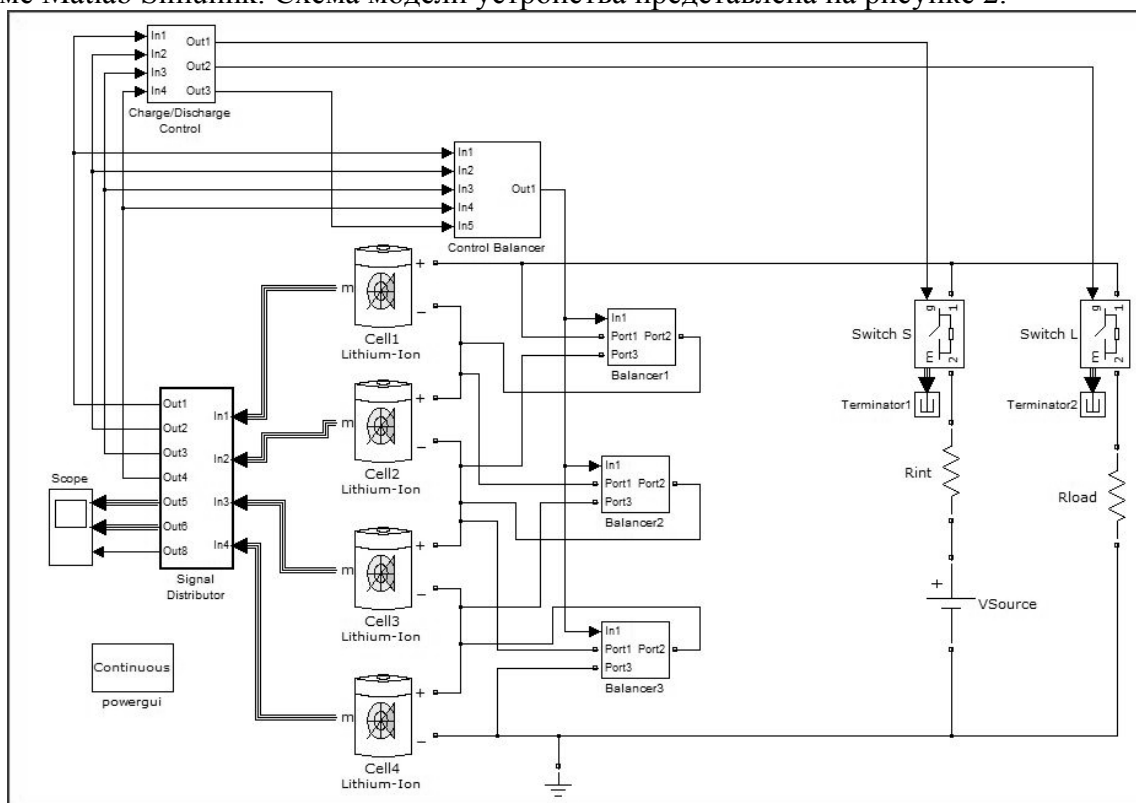


Рисунок 2 – Схема модели устройства балансировки с коммутируемыми конденсаторами

Зададим следующие условия моделирования:

- АБ состоит из 4-х аккумуляторов (Cell1-Cell4);
- тип аккумулятора – Li-Ion (используем стандартную модель из Matlab Simulink);
- номинальное напряжение – 3,6 В;
- емкость – 100Ач.

Установим следующие значения степеней заряда для аккумуляторов (Cell1-Cell4): Cell1=90%, Cell2=85%, Cell3=75%, Cell4=70% (АБ разбалансирована на 20%).

Заряд АБ должен производиться током 3А, до тех пор пока напряжение на каком-либо из аккумуляторов не достигнет 4,2В. Разряд АБ должен осуществляться током 20А, пока напряжение на каком-либо из аккумуляторов не опустится до 3В, после чего моделирование должно быть приостановлено.

Цепи заряда и разряда АБ.

Заряд АБ осуществляется от источника постоянного напряжения VSource (его внутреннее сопротивление задается резистором Rint) при открытии ключа Switch S. Разряд АБ осуществляется при подключении к ней нагрузки Rload посредством открытия ключа Switch L. Неиспользуемые выходы блоков ключей (и других блоков, выходы которых не используются) подаются на специальные заглушки - Terminator.

Величины сопротивлений Rint и Rload выбраны так, чтобы заряд АБ от источника VSource (20 В) осуществлялся током 3А, а разряд – током 20А.

Рассмотрим подсистемы, представленные на схеме (рисунок 2):

1. Подсистема Signal Distributor направляет сигналы от аккумуляторов (с информацией о напряжении (V, В) и степени заряда (%)) с мультиплексированных входов In1-4 на осциллограф (мультиплексированные выходы Out5-Out7). На подсистемы Charge/Discharge Control и Control Balancer она подает сигналы через выходы Out1-4 с информацией о напряжении на аккумуляторах. На выходы Out5 и Out6 подается информация соответственно о степени заряда (SOC,%) и напряжении (V, В) аккумуляторов. На выход Out7 подается значение разбаланса (максимальная разница между степенями заряда отдельных аккумуляторов).
2. Подсистема Charge/Discharge Control через выходы Out1 и Out2 управляет зарядом и разрядом АБ путем коммутации ключей S и L (заряд АБ – S открыт, L закрыт, при разряде – наоборот). При подаче на управляющий вход “g” ключа S (или L) сигнала лог. “0” – он закрывается, а при подаче сигнала лог. “1” – открывается.

Алгоритм работы этой подсистемы основан на измерении напряжений аккумуляторов Cell1-Cell4 и установлен в соответствии с условиями моделирования.

В момент начала моделирования должно соблюдаться условие: на выходах Out1 и Out2 подсистемы должны быть соответственно сигналы уровня лог. “1” и лог. “0”.

Как только (при заряде) напряжение на каком-либо аккумуляторе превысит допустимый уровень (4,2В), подсистема отключит АБ от источника напряжения и подключит нагрузку, посылая сигналы лог. “0” и лог. “1” соответственно с выходов Out1 и Out2.

Как только (при разряде) напряжение на каком-либо аккумуляторе опустится ниже допустимого уровня (3,2В), подсистема принудительно остановит моделирование.

3. Для балансировки АБ используется 3 одинаковых подсистемы Balancer1-Balancer3. Рассмотрим подсистему Balancer1 (рисунок 3). В подсистеме Balancer1 конденсатор C1 через порты Port1-Port3 поочередно подключается к аккумуляторам Cell1 и Cell2 (к Cell1 через Port1 и Port2, к Cell2 через Port2 и Port3). За подключение конденсатора к соответствующим портам отвечают ключи Switch1-Switch4, управляемые D-триггером Flip-Flop1, охваченного обратной связью. Частота коммутации ключей задается генератором импульсов Pulse Generator.
4. В подсистеме Control Equalizer находится логическая схема, которая на основе входных сигналов In1-In4 находит разницу между максимальным и минимальным напряжением на аккумуляторах - ΔU . Значение ΔU сравнивается с заданным пределом. Если оно меньше заданного предела (0,1В), то через свой выход подсистема Control Equalizer выключает

подсистемы Balancer1-Balancer3. Работа схемы осуществляется только по сигналам на вход In5 от подсистемы Charge/Discharge Control. Эти сигналы подсистема Charge/Discharge Control посылает в моменты окончания заряда и разряда АБ (из-за нелинейной зависимости напряжения аккумулятора от его степени заряда в такие моменты наблюдается максимальное значение величины ΔU). Таким образом, эта подсистема принимает решение о включении или выключении подсистем Balancer1- Balancer3 только в моменты достижения максимальных значений ΔU .

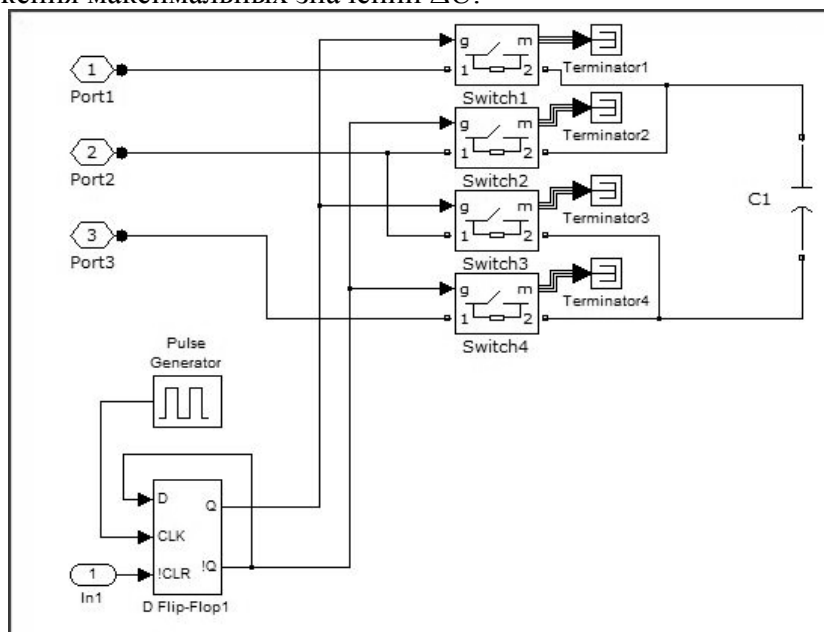


Рисунок 3 – Подсистема Balancer1

На схеме модели устройства балансировки также находится блок Powergui. Он представляет собой графический интерфейс пользователя пакета моделирования энергетических систем. Он необходим для задания типа и параметров моделирования (шаг интегрирования). Его параметры были выбраны по умолчанию.

Результаты моделирования:

На рисунке 4 представлены полученные в ходе моделирования осциллограммы степени заряда, напряжения и величины разбаланса по степени заряда при работающем устройстве балансировки. Как видно из осциллограммы, время заряда АБ до момента, когда напряжение на одном из аккумуляторов (Cell1) достигло 4,2В, составило $2,5 \cdot 10^4$ сек. За это время величина разбаланса снизилась с 20% до 2%. Время разряда АБ составило $1,75 \cdot 10^4$ сек. За время разряда величина разбаланса снизилась до 0,5%.

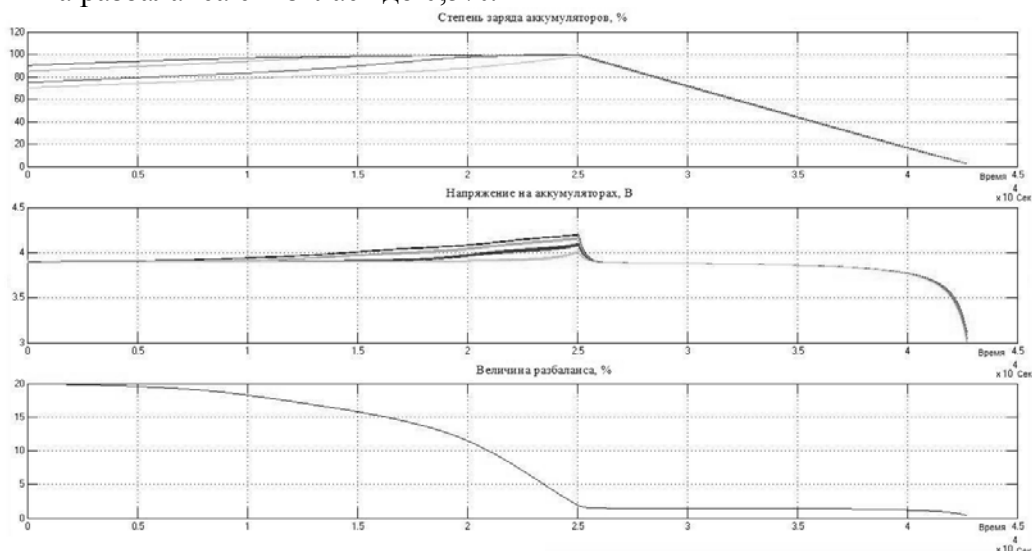


Рисунок 4 – Результаты моделирования при включенном устройстве балансировки

На рисунке 5 представлены полученные в ходе моделирования осциллограммы степени заряда, напряжения и величины разбаланса по степени заряда при выключенном устройстве балансировки. Как видно из осциллограммы, время заряда АБ до момента, когда напряжение на одном из аккумуляторов (Cell1) достигло 4,2В, составило $1,25 \cdot 10^4$ сек. Время разряда АБ составило $1,4 \cdot 10^4$ сек. Величина разбаланса постоянна и составляет 20%.

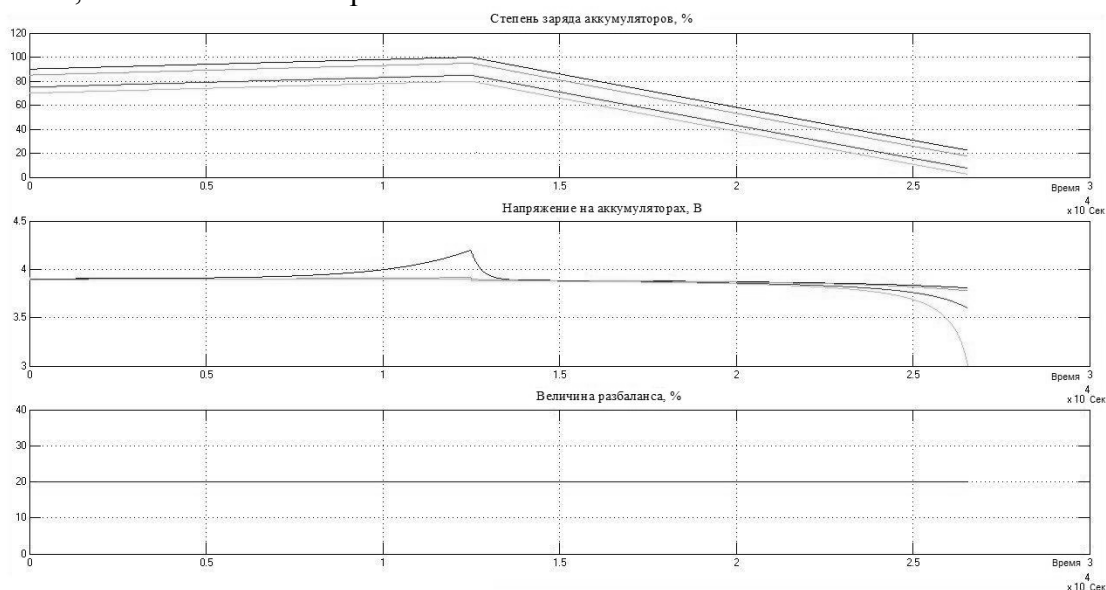


Рисунок 5 – Результаты моделирования при выключенном устройстве балансировки

Выводы

1. Использование устройств балансировки уменьшает величину разбаланса, следовательно, позволяет в полной мере использовать емкость аккумуляторов (продолжительность разряда сбалансированной АБ всегда больше, чем у несбалансированной).
2. Время заряда АБ при использовании устройства балансировки значительно возрастает. По этой причине балансировку следует производить не каждый цикл заряда и разряда, а по мере необходимости.
3. Производить балансировку аккумуляторов эффективнее на конечном этапе заряда и разряда АБ, когда разница между напряжениями на аккумуляторах увеличивается. При средней степени заряда АБ напряжения на разбалансированных аккумуляторах практически одинаковы.
4. Устройство балансировки с коммутируемым конденсатором может использоваться для АБ электромобилей, так как аккумуляторы в АБ электромобиля за каждый цикл работы проходят полный цикл заряда/разряда. Такие условия значительно повышают эффективность метода.
5. АБ гибридных автомобилей работают в среднем интервале степени заряда, поэтому разница между уровнями напряжений на аккумуляторах с разной степенью заряда будет незначительна, что делает для них применение метода “переноса заряда” малоэффективным.

Литература

1. Чернов А.Е., Акимов А.В. Качество и надежность электротехнических комплексов автономных объектов. / Журнал Известия МГТУ “МАМИ”, № 1(13), 2012г.
2. Ключкин П.Н. Современные тенденции развития автомобильной диагностики и их отражение в учебном процессе. / Известия МГТУ “МАМИ”, № 1(11), 2011г.
3. Варламов Д.О. Особенности построения системы управления тяговой батареей гибридного автомобиля. / Журнал “Автомобильных Инженеров”, (Часть 1) № 5, 2007г.
4. Варламов Д.О. Анализ методов выравнивания заряда на аккумуляторных ячейках Li-Ion тяговой высоковольтной батареи. / Журнал “Автомобильная промышленность”, № 10, 2008г.
5. Варламов Д.О., Еременко В.Г. Моделирование резистивного устройства балансировки напряжений аккумуляторной батареи. / Журнал “Электротехника”, № 10, 2011г.

6. Варламов Д.О., Еременко В.Г. Устройство выравнивания напряжения на ячейках Li-Ion аккумуляторной батареи и его моделирование в программе P-Spice. / Материалы международной научно-технической конференции ААИ посвященная 145-летию МГТУ «МАМИ» «Автомобиле- и тракторостроение в России: приоритеты развития и подготовка кадров», МГТУ «МАМИ», 2011г.

Приближенный метод расчета шума впуска ДВС

к.т.н. доц. Вахитов Ю.Р., к.т.н. доц. Загайко С.А.

Уфимский государственный авиационный технический университет (г. Уфа)
8 (347) 273-05-53, vakhitov51@mail.ru, zenit_sz@mail.ru

Аннотация. В статье рассматривается приближенный метод расчета шума впуска ДВС, основанный на зависимостях между уровнем шума и параметрами потока воздуха во впускном патрубке двигателя, которые получены численными расчетами. Приведены погрешности предложенного метода.

Ключевые слова: приближенный метод, шум впуска ДВС, уровень шума, впускной патрубок, численный расчет.

В работе [1] описан приближенный метод расчета шума выпуска ДВС, который позволяет по сравнению с численным расчетом в сотни раз ускорить получение результата. На его основе был разработан метод расчета шума впуска ДВС.

Метод основан на определении шума впуска как суммы отдельных составляющих, каждая из которых представляет собой шум потока, скорость которого изменяется по синусоидальному закону.

Исходными данными для расчета является зависимость скорости потока газа на входе в патрубок от времени, полученная расчетом в системе имитационного моделирования двигателя "Альбея" [2], разработанной на кафедре "Двигатели внутреннего сгорания" Уфимского государственного авиационного технического университета. Полученная зависимость пересчитывается в зависимость избыточной скорости газа относительного среднего значения скорости за цикл. Затем зависимость раскладывается в ряд Фурье и находятся амплитуды составляющих ряда и соответствующие им частоты.

Таким образом, исходный поток газа заменяется несколькими, в каждом из которых средняя скорость газа меньше во столько раз, сколько гармонических составляющих учитывается в расчете. В этом случае суммарный расход газа во всех потоках равен расходу газа в исходном потоке.

Для каждой гармонической составляющей скорости потока газа находится значение звукового давления и выбираются несколько максимальных значений. Анализ результатов расчетов показал, что с достаточной для практики погрешностью можно ограничиться четырьмя составляющими скорости. Звуковое давление, создаваемое исходным потоком газа, находится как сумма этих четырех источников звука.

Для того чтобы исключить численные расчеты программным модулем системы имитационного моделирования, предварительно был проведен расчет излучаемого звукового давления потоков, скорости которых меняются по синусоидальному закону. При этом рассчитывались различные сочетания параметров потока: начальный диаметр, средняя скорость, частота колебаний скорости газа, амплитуда колебаний скорости газа и средняя температура газа, характерные для потоков воздуха во впускном патрубке ДВС.

По результатам численных расчетов были построены зависимости звукового давления от различных параметров, проведен их анализ и получены аппроксимирующие зависимости, или коэффициенты, учитывающие влияние того или иного параметра.

Расчеты, проведенные с разными диаметрами впускного патрубка, показали, что звуковое давление прямо пропорционально площади впускного патрубка или квадрату его диаметра, и, таким образом, значение звукового давления, приведенное по диаметру, может определяться по формуле:

$$p_{0d} = p_0 \left(\frac{d}{d_0} \right)^2, \quad (1)$$

где: p_0 – звуковое давление, соответствующее потоку газа диаметром d_0 .

Максимальная погрешность зависимости составила 1,3 дБ.

Расчеты, проведенные с разными температурами газа струи, показали, что значение звукового давления, приведенное по температуре газа, может определяться по формуле:

$$p_T = p_{0d} \left(\frac{T_0}{T} \right)^t, \quad (2)$$

где: T_0 – температура струи газа при известном звуковом давлении; T – температура газа в струе, при которой находится звуковое давление; t – эмпирический показатель степени, который, как показал анализ данных, может быть принят равным 0,1.

Анализ зависимостей звукового давления от скорости потока показал, что их характер зависит от средней скорости потока и частоты колебаний скорости. Для примера на рисунке 1 показана зависимость звукового давления от средней скорости при различных амплитудах колебаний скорости для частоты 25 Гц, а на рисунке 2 – зависимость звукового давления от частоты колебаний при скорости 50 м/с.

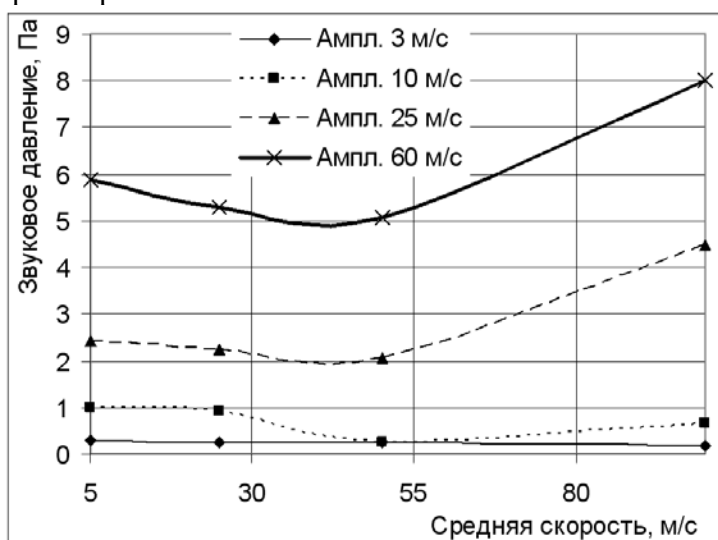


Рисунок 1 – Зависимость звукового давления от средней скорости при частоте колебаний 25 Гц

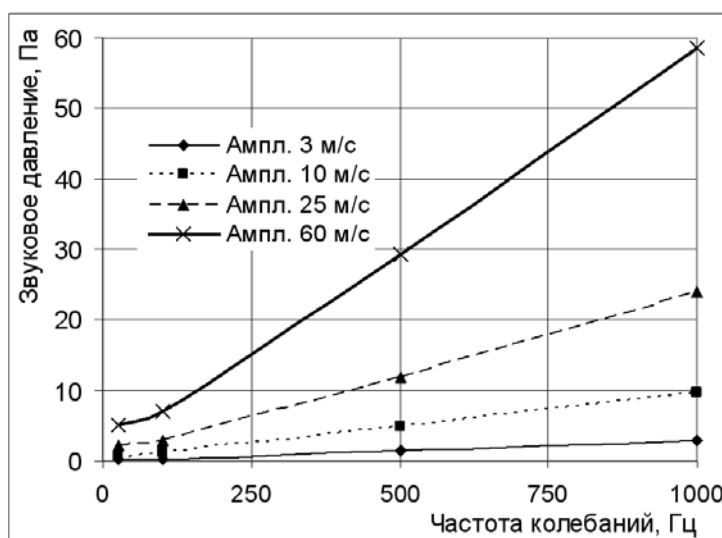


Рисунок 2 – Зависимость звукового давления от частоты колебаний при средней скорости газа 50 м/с

Полученные зависимости могут быть описаны рядом двумерных полиномиальных регрессий при постоянных амплитудах колебаний скорости. Аргументами функции в этом случае являются скорость потока и частота колебаний скорости.

На рисунке 3 показана поверхность двумерной регрессии при постоянной амплитуде колебаний скорости.

Уравнение регрессии, описывающее изменение звукового давления имеет вид (3):

$$p = a_1 u^4 - a_2 u^3 + a_3 u^2 + a_4 u + a_5 - a_6 u^3 f + a_6 u^2 f + a_7 u f - a_8 f - a_9 f^2 u^2 - a_{10} f^2 u + a_{11} f^2 + a_{12} f^3 - a_{13} f^4 + a_{14} f^3 u, \quad (3)$$

где: a_i – коэффициенты уравнения; u – скорость газа; f – частота колебаний скорости.

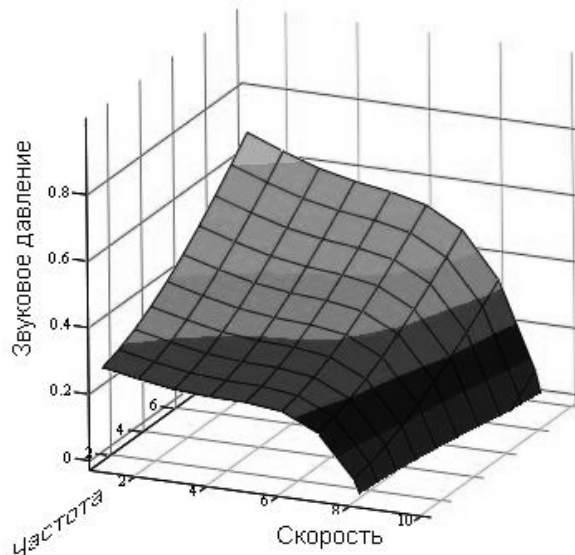


Рисунок 3 – Поверхность двумерной регрессии при амплитуде колебаний скорости газа 3 м/с

Проведенные расчеты также показали, что звуковое давление можно считать прямо пропорциональным амплитуде колебаний скорости потока газа на входе во впускной патрубок (рисунок 4). Поэтому для интерполяции звукового давления от амплитуды колебаний может использоваться метод наименьших квадратов.

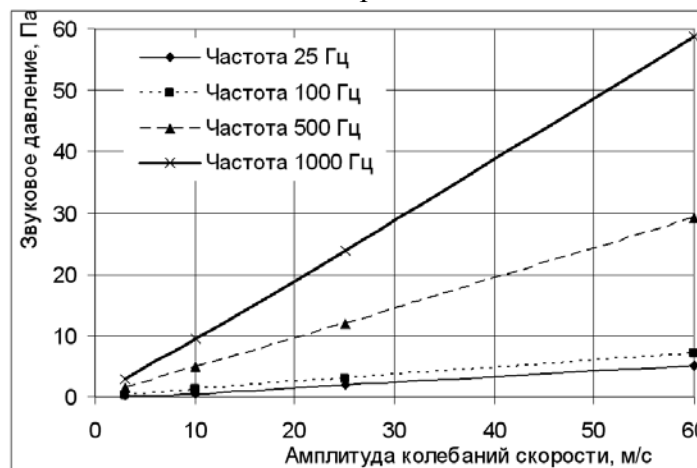


Рисунок 4 – Зависимость звукового давления от амплитуды колебаний скорости при средней скорости потока 50 м/с

Уравнение искомой прямой может быть записано в виде (4):

$$p_i = a \cdot x_i + b, \quad (4)$$

где: p_i – звуковое давление, соответствующее определенной амплитуде колебаний;

x_i – амплитуды колебаний скорости;

a и b – коэффициенты, значения которых определяются по уравнениям (5):

$$a = \frac{n \sum_1^n x_i p_i - \sum_1^n x_i \sum_1^n p_i}{n \sum_1^n x_i^2 - \left(\sum_1^n x_i \right)^2}, \quad b = \frac{\sum_1^n x_i^2 \sum_1^n p_i - \sum_1^n x_i \sum_1^n x_i p_i}{n \sum_1^n x_i^2 - \left(\sum_1^n x_i \right)^2}. \quad (5)$$

Звуковое давление и уровень звукового давления, создаваемые потоком газа на впуске ДВС, находятся как сумма нескольких источников (потоков газа с гармонически меняющимися скоростями):

$$p = \sqrt{\sum_{i=1}^4 p_i^2}, \quad (6)$$

$$L = 20 \cdot \lg(p / 0,00002). \quad (7)$$

Уровень звука потока каждой составляющей находится аналогично, но с учетом поправок по частотному приведению A :

$$L_{A_i} = L_i + \Delta L_i, \quad (8)$$

где: L_i – уровень звука i -ой составляющей спектра;

ΔL_i – стандартные поправки частотного приведения A .

Уровень звука, создаваемый потоком воздуха на впуске ДВС, находится так же, как сумма нескольких источников:

$$L_A = 10 \cdot \lg \left(\sum_{i=1}^4 10^{0,1 \cdot L_i} \right). \quad (9)$$

Описанные зависимости позволили составить алгоритм расчета уровня газодинамического шума впуска и разработать программный модуль для системы имитационного моделирования "Альбея". Сравнение результатов расчета показало, что погрешность предложенного метода по сравнению с численным расчетом не превысила 6 дБ при существенном сокращении времени расчета.

Литература

1. Вахитов Ю.Р., Загайко С.А. Приближенный метод расчета шума выпуска ДВС // Известия МГТУ "МАМИ", № 1(9), 2010.
2. Горбачев В.Г. Система имитационного моделирования «Альбея» (ядро). Руководство пользователя. Руководство программиста / В.Г. Горбачев, С.А. Загайко, Н.В. Рудая, Б.П. Рудой, С.Б. Щербаков. – Уфа: Изд. Уфимск. гос. авиац. техн. ун-та, 1995. – 112 с.

Методика выбора рационального сочетания материалов для сэндвич-панелей кузова автобуса

Воронков О.В., к.т.н. проф. Песков В.И.,

Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева

+7-920-027-87-04, +7-964-834-89-72

Аннотация. В статье приведены основные принципы и формулы, позволяющие на ранних этапах проектирования оценить рациональность применения того или иного материала в конструкции несущего основания или крыши автобусного кузова, выполненных в виде трехслойной панели (сэндвич-панели) с «ребристым» средним слоем. При этом учитываются весовые и механические характеристики материала, а также наличие стандартного ряда толщин листов из данного материала.

Ключевые слова: сэндвич-панели, проектирование основания или крыши кузова автобуса.

Высокая весовая эффективность трехслойных панелей доказана в ходе длительного опыта их производства и эксплуатации в авиа- и судостроении, строительстве [1, 2]. В последнее время наблюдается возрастающий интерес зарубежных автобусостроителей к внедрению трехслойных панелей в конструкцию автобусного кузова, что подтверждается периодическим появлением все новых образцов автобусов-прототипов, использующих в своей структуре панели типа «сэндвич». Указанный интерес оправдан, т.к. на данный момент наиболее эффективным способом повышения производительности автобуса в соответствии с его основной функцией является уменьшение его снаряженной массы, что достигается главным образом за счет снижения собственной массы несущих частей. В свою очередь, создание легковесной несущей конструкции автобусного кузова возможно путем пересмотра номенклатуры применяемых материалов и замены устаревшего стального или алюминиевого каркаса основных несущих частей на более эффективные структуры из сэндвич-панелей.

В качестве одного из наиболее оправданных решений в данном случае предлагается применение сэндвич-панелей с «ребристым» средним слоем (рисунок 1).

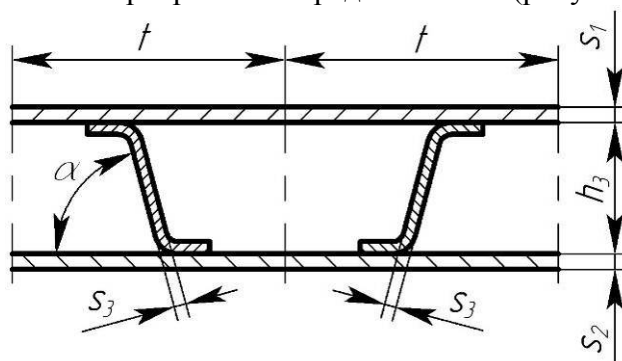


Рисунок 1 – Поперечное сечение панели

Существует реальная потребность в методике выбора рациональных параметров трехслойных панелей, используемых в качестве несущих частей автобусного кузова, т.к. не любая сэндвич-панель может служить эффективной заменой каркасной конструкции. Первым шагом в такой методике является выбор рационального сочетания материалов для конструктивных элементов панели. Целью данной научной работы является разработка расчетных зависимостей и последовательности действий, позволяющих на ранней стадии проектирования трехслойной панели автобусного кузова производить оценку эффективности принятых для ее составных частей материалов.

В случае рассмотрения группы аналогичных по своей конструкции и применению несущих систем, подвергаемых одним и тем же нагрузкам, вопрос рациональности применения того или иного материала обычно сводится к вопросу минимизации собственной массы или стоимости конструкции. Также данный вопрос можно свести к возможности сравнения двух аналогичных конструкций, выполненных из различных материалов. При этом необходимо учитывать, что в таком случае должны сравниваться между собой рациональные с точки зрения своих геометрических параметров конструкции при имеющихся свойствах каждой комбинации выбранных материалов. Для определения этого состояния конструкции на ранней стадии ее проектирования предлагаются специально выработанные для данной цели критерии. Предлагается считать трехслойную панель рациональной с точки зрения геометрических параметров, если выполняются следующие условия:

- 1) действительные коэффициенты запаса прочности (жесткости) равны минимально допустимым;
- 2) основные силовые элементы конструкции равнопрочны;
- 3) основные силовые элементы конструкции выполняют только свою основную функцию.

Для удобства записи приводимых в дальнейшем зависимостей предлагается ввести понятия приведенных механических характеристик материалов, смысл которых исходит из разности механики работы материала для силовых элементов, имеющих форму балки и пластины. Это позволит в дальнейшем использовать для них одни и те же расчетные зависимо-

сти.

$$E^* = E / (1 - \kappa \cdot \mu^2); \quad (1)$$

$$[\sigma]_{p,c}^* = [\sigma]_{p,c} / (1 - \kappa \cdot i \cdot \mu), \quad (2)$$

где: E – модуль упругости 1-го рода; μ – коэффициент Пуассона; $[\sigma]_{p,c} = \sigma_{тр,c} / k_3$ – допустимое напряжение при растяжении (сжатии) для пластичного материала и $[\sigma]_{p,c} = \sigma_{вр,c} / k_3$ – для хрупкого материала; $\sigma_{тр,c}$ – предел текучести материала при растяжении (сжатии); $\sigma_{вр,c}$ – предел прочности материала при растяжении (сжатии); k_3 – коэффициент запаса; $\kappa = 1$ – для пластин, $\kappa = 0$ – для балок; i – коэффициент, учитывающий применяемую гипотезу прочности, $i = 1$ – гипотеза максимальных касательных напряжений, $i = \mu$ – гипотеза максимальных линейных деформаций, $i = [\sigma]_p / [\sigma]_c$ – гипотеза Мора; символ «*» указывает на то, что данная механическая характеристика является приведенной.

Авторами работы предлагаются зависимости для определения набора безразмерных сравнительных коэффициентов свойств материалов. Данные коэффициенты будут использоваться в дальнейшем при записи формул для безразмерных сравнительных коэффициентов эффективности материалов.

1. Индекс жесткости материала

$$\nu = E^* / [\sigma]_p^*; \quad (3.1)$$

$$\nu = G / [\tau]; \quad (3.2)$$

$$\nu = E^* / [\sigma]_c^*. \quad (3.3)$$

Указанный коэффициент предлагается впервые. В формулировке (3.1) он используется для большинства нагрузочных ситуаций, в том числе для сложного напряженного состояния материала. В формулировке (3.2) – для нагрузочной ситуации чистого сдвига; в формулировке (3.3) – для нагрузочной ситуации одноосного сжатия. Важность данного коэффициента заключается в том, что он позволяет математически описать пункт (3) предложенных критериев рациональности параметров трехслойной панели.

Иллюстрация к указанному положению приведена на рисунке 2, на котором изображен элементарный участок панели, подверженный чистому изгибу. Поскольку основным нагрузочным режимом для панели основания или крыши автобусного кузова является изгиб на пролете между боковинами, то для обеспечения требований пункта (3) указанных критериев необходимо, чтобы индекс жесткости материала среднего слоя был ниже, чем индекс жесткости материалов обшивок.

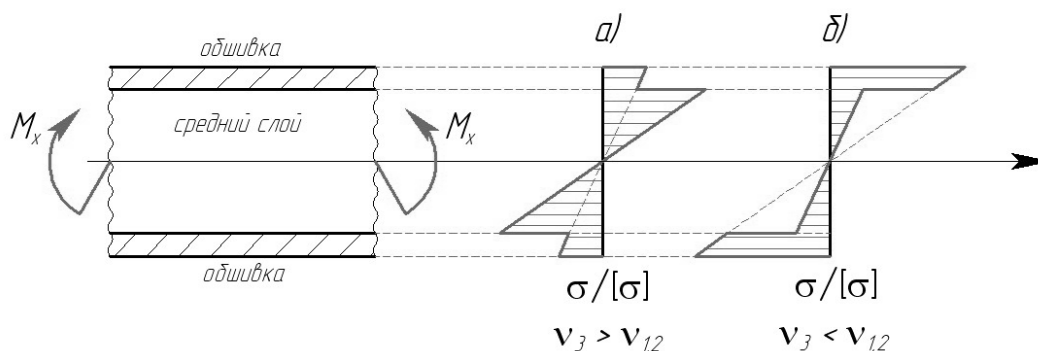


Рисунок 2 – Участок панели, подверженный чистому изгибу

2. Относительная плотность

$$\chi = \rho_1 / \rho_2, \quad (4)$$

где: ρ_1 – плотность базового материала; ρ_2 – плотность рассматриваемого материала (далее по тексту при рассмотрении безразмерных сравнительных коэффициентов свойств

материалов индекс «1» будет обозначать принадлежность к базовому материалу, т.е. материалу, взятому за базу для сравнения всех прочих материалов, а индекс «2» – к рассматриваемому материалу).

3. Относительная прочность

$$\gamma_{p,c,i} = [\sigma]_{p,c,i1}^* / [\sigma]_{p,c,i2}^* ; \quad (5.1)$$

$$\gamma_{сдв} = [\tau]_1 / [\tau]_2 , \quad (5.2)$$

где: $[\sigma]_{p,c,i}^*$ – приведенные допускаемые нормальные напряжения при растяжении, сжатии, изгибе; $[\tau]$ – допускаемые касательные напряжения (формулировка (5.1) используется при растяжении, сжатии, изгибе материала, формулировка (5.2) – при сдвиге).

4. Относительная жесткость

$$\beta_{p,c} = E_1^* / E_2^* ; \quad (6.1)$$

$$\beta_{сдв} = G_1 / G_2 , \quad (6.2)$$

где: E^* – приведенный модуль упругости 1-го рода материала; G – модуль упругости 2-го рода материала (формулировка (6.1) используется при растяжении/сжатии материала, формулировка (6.2) – при сдвиге).

5. Относительная стоимость

$$c = C_1 / C_2 , \quad (7)$$

где: C – удельная стоимость, или стоимость 1 кг материала.

6. Относительная адаптивность по толщине

$$\delta = \delta s_1 / \delta s_2 , \quad (8)$$

где: δs – средний шаг толщин стандартного (технологически получаемого) листа из материала в окрестности рационального решения.

Далее предлагаются формулы для безразмерных сравнительных коэффициентов эффективности материалов, полученные на основе рассмотрения элементарных силовых элементов в виде тонких листов единичной ширины. Данный подход оправдан ввиду того, что все конструктивные элементы трехслойной панели с «ребристым» средним слоем представляют собой тонколистовые конструкции.

Сравнительный коэффициент эффективности материала при выполнении некоторого условия определяется следующим образом:

$$K = M_1 / M_2 \text{ или} \quad (9.1)$$

$$K = C_1 / C_2 , \quad (9.2)$$

где: M_1 , C_1 и M_2 , C_2 – масса и стоимость конструкции из базового и рассматриваемого материала соответственно.

От выбранного условия сравнения зависит тип коэффициента эффективности. Таким условием может быть равная прочность конструкций (для коэффициента эффективности по прочности) или равная жесткость конструкций (для коэффициента эффективности по жесткости). В качестве основных рассматриваются коэффициенты, учитывающие массу конструкций. Для коэффициентов эффективности по прочности дан индекс «п», по жесткости – индекс «ж». Для аналогичных коэффициентов, учитывающих стоимость конструкций (только стоимость материалов), указывается индекс «с».

В соответствии с этим можно записать:

для растяжения (сжатия) материала:

$$K_{п} = \chi / \gamma ; \quad (10.1)$$

$$K_{ж} = \chi / \beta ; \quad (10.2)$$

для изгиба материала:

$$K_{п} = \chi / \sqrt{\gamma} ; \quad (11.1)$$

$$K_{ж} = \chi / \sqrt[3]{\beta} ; \quad (11.2)$$

для сдвига материала:

$$K_{\Pi} = \chi^* / \gamma^* ; \quad (12.1)$$

$$K_{\text{Ж}} = \chi^* / \beta^* ; \quad (12.2)$$

для всех перечисленных нагрузочных режимов:

$$K_{\text{СП}} = c \cdot K_{\Pi} ; \quad (13.1)$$

$$K_{\text{СЖ}} = c \cdot K_{\text{Ж}} . \quad (13.2)$$

В формулах (12.1) и (12.2) знак «*» у безразмерных сравнительных коэффициентов свойств материалов означает, что данные коэффициенты вычислены по соответствующим расчетным формулам с использованием приведенных характеристик материала, которые получаются в результате приведения «ребристого» среднего слоя к условному сплошному.

Указанные приведенные характеристики материалов определяются:

$$\rho^* = \rho \cdot s_3 \cdot (2c_3 / h_3 + 1 / (t \cdot \sin \alpha)) ; \quad (14.1)$$

$$G^* = G \cdot s_3 / t ; \quad (14.2)$$

$$[\tau]^* = [\tau] \cdot s_3 / t , \quad (14.3)$$

где: s_3 – толщина ребра среднего слоя (см. рисунок 3); $c_3 = (t_1 + t_2) / (2t)$ – средняя скважность полок ребра; t – шаг ребер среднего слоя; $t_{1,2}$ – ширина полки ребра со стороны верхней или нижней обшивки соответственно; h_3 – высота среднего слоя.

Безразмерные сравнительные коэффициенты эффективности материала, определяемые по зависимостям (10.1 – 13.2), показывают теоретически возможный выигрыш от введения нового материала без учета неизбежных отклонений размеров реальной конструкции от расчетных рациональных. Указанное отклонение возникает в результате наличия только некоторого определенного ряда толщин листов из рассматриваемого материала ввиду ограниченной существующего технологического процесса изготовления листов или ввиду доступности только некоторого стандартного ряда толщин листов.

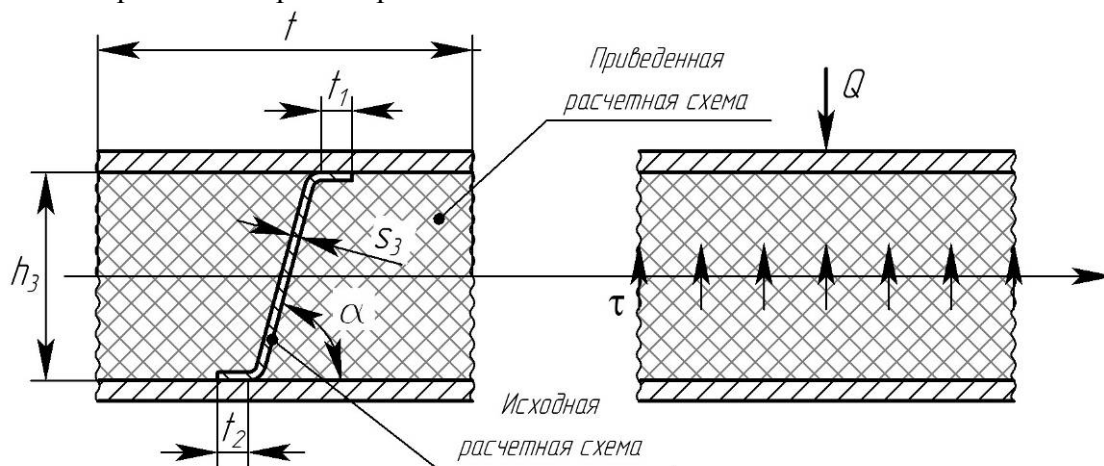


Рисунок 3 – Приведение ребристого среднего слоя к условному сплошному

Для того чтобы обеспечить возможность прогнозирования выигрыша от применения нового материала с учетом стандартного ряда толщин листов на ранних этапах проектирования конструкции, в данной работе предлагается безразмерный сравнительный коэффициент эффективности материалов по массе, который позволяет решать поставленную задачу. Предварительно рассмотрим некоторые вспомогательные коэффициенты.

1. Безразмерный сравнительный коэффициент эффективности материалов по шагу толщин:

$$K_{\text{ШТ}} = \delta M_1 / \delta M_2 = \chi \cdot \delta , \quad (15)$$

где: $\delta M = \rho \cdot \delta s$ – шаг по массе конструкции в виде тонкого листа при переходе между соседними значениями стандартной толщины листа.

2. Относительное отклонение массы конструкции:

$$m = \delta M / (2 \cdot M) = \delta s / (2 \cdot s), \quad (16)$$

где: s – предварительное целевое значение геометрического параметра по толщине листа.

Относительное отклонение массы конструкции есть безразмерная величина, которая показывает, какую долю собственной массы может составлять отклонение данной конструкции по массе от теоретического решения. Необходимо отметить, что такая формулировка не гарантирует жесткой зависимости, а носит вероятностный характер, подразумевая случай наибольшего возможного отклонения.

С учетом сказанного, сравним реальные конструкции из базового и рассматриваемого материалов, подразумевая, что для каждой из них реализовался худший случай с позиций отклонения от рациональной толщины листа.

$$M_{p1} = M_1 + \delta M_1 / 2; \quad (17.1)$$

$$M_{p2} = M_2 + \delta M_2 / 2, \quad (17.2)$$

где: M_{p1} , M_{p2} – масса реальной конструкции из базового материала и рассматриваемого материала с учетом отклонения геометрических размеров от рациональных значений вследствие дискретности толщин листов.

Сравнительный коэффициент эффективности материалов по массе равен:

$$K_M = \frac{M_{p1}}{M_{p2}} = \frac{M_1 + \delta M_1 / 2}{M_2 + \delta M_2 / 2} = \frac{1 + \delta M_1 / (2 \cdot M_1)}{M_2 / M_1 + \delta M_2 / (2 \cdot M_1)} \quad (\text{при выполнении заданного условия})$$

$$K_M = (1 + m_1) / (1 / K_{\Pi(ж)} + m_1 / K_{ШТ}). \quad (18)$$

Здесь индекс «1» указывает на то, что относительное отклонение массы рассчитывается для базовой конструкции. Используемый безразмерный сравнительный коэффициент эффективности материала (по прочности или по жесткости) определяет тип безразмерного сравнительного коэффициента эффективности по массе материала. Коэффициент эффективности материала по массе дает более точную сравнительную характеристику базового и рассматриваемого материалов по сравнению с приведенными ранее коэффициентами, которые не учитывали технологические ограничения.

Рассмотрим конкретный пример. Необходимо оценить возможный выигрыш по массе при применении высокопрочной холодноотянутой стали вместо конструкционной низкоуглеродистой. Характеристики сравниваемых материалов приведены в табл. 1. Конструкция работает исключительно на прочность. Для низкоуглеродистой стали имеется разработанная и оптимизированная по своим геометрическим размерам конструкция трехслойной панели – известна толщина обшивок (конструктивного элемента панели).

Таблица 1

Характеристики сравниваемых материалов

Параметры	Базовый материал	Рассматриваемый материал
Марка материала	Сталь 08пс	Nitronic 30 (03X17Г9НЗС2АД)
$[\sigma]_p^*$, МПа	205,4	1246,5
ρ , кг/м ³	7846	7900
δs , мм	0,3	0,3
s , мм	1,8	не известно

1. Рассчитываем безразмерные сравнительные коэффициенты:

$$\gamma_p = \frac{205,4}{1246,5} = 0,165; \quad \chi = \frac{7846}{7900} = 0,993; \quad \delta = \frac{0,3}{0,3} = 1; \quad m_1 = \frac{0,3}{2 \cdot 1,8} = 0,0833.$$

2. Рассчитываем безразмерные коэффициенты эффективности:

$$K_{\Pi} = \chi / \gamma = 0,993 / 0,165 = 6,018; \quad K_{ШТ} = \chi \cdot \delta = 0,993 \cdot 1 = 0,993;$$

$$K_M = \frac{1 + m_1}{1 / K_{\Pi} + m_1 / K_{ШТ}} = \frac{1 + 0,0833}{1 / 6,018 + 0,0833 / 0,993} = \frac{1,0833}{0,166 + 0,0839} = 4,335.$$

Из приведенного расчета видно, что теоретически конструкция из рассматриваемой высокопрочной стали может быть в 6,018 раз легче, чем конструкция из базовой малоуглеродистой стали. На практике (вследствие дискретности имеющихся толщин листов) выигрыш может составить 4,335 раза.

В случае если необходимо провести сравнение по стоимости с учетом дискретности толщин листов, то используется формула, аналогичная приведенным ранее (13.1-13.2):

$$K_{CM} = c \cdot K_M. \quad (19)$$

Используя данные сравнительные коэффициенты, можно подобрать сочетание материалов для конструктивных элементов трехслойной панели, обеспечивающее высокую эффективность как с позиций механики работы панели, так и стоимости.

При этом предлагается следующая последовательность действий.

1. Составить базу данных рассматриваемых материалов, включающую механические и стоимостные характеристики материалов.
2. Для каждого конструктивного элемента трехслойной панели (верхняя обшивка / нижняя обшивка / средний слой) выбрать базовый материал, относительно которого будет производится сравнение.
3. Назначить предварительные геометрические размеры трехслойной панели из базового сочетания материалов путем проведения соответствующих расчетов или конструктивно, основываясь на практическом опыте (всегда лучше и проще, когда конструкция разрабатывается на основании уже имеющейся).
4. Рассчитать необходимые для дальнейших вычислений безразмерные сравнительные коэффициенты для каждого материала из базы данных.
5. Рассчитать безразмерные коэффициенты эффективности для интересующих нагрузочных ситуаций для каждого материала из базы данных. При этом следует учитывать, что:
 - для верхней обшивки трехслойной панели основания автобуса важными являются нагрузочные ситуации сжатия и изгиба;
 - для верхней обшивки трехслойной панели крыши автобуса важной является нагрузочная ситуация сжатия, в редких случаях изгиба;
 - для нижней обшивки трехслойной панели основания и крыши автобуса важной является нагрузочная ситуация растяжения;
 - для среднего слоя важной является нагрузочная ситуация сдвига.

При выборе коэффициентов эффективности следует придерживаться следующих рекомендаций:

- 5.1. Необходимо принимать во внимание значение индекса жесткости материала: для материалов с высоким значением этого индекса ограничивающим параметром будет являться прочность конструкции (это следует из определения индекса жесткости), поэтому для них в первую очередь рассматривать коэффициент эффективности по прочности; для материалов с низким значением индекса жесткости ограничивающим параметром будет являться жесткость конструкции (например, для панели основания автобуса), поэтому для них в первую очередь важен коэффициент эффективности по жесткости.
- 5.2. При выборе материала среднего слоя необходимо обеспечить, чтобы его индекс жесткости был ниже, чем индекс жесткости материалов обшивок, что обеспечит правильную механику работы всех элементов конструкции.
- 5.3. Предпочтительным является выбор коэффициентов эффективности с учетом массы материала, так как они дополнительно учитывают технологическое ограничение по толщинам листов.
- 5.4. В случае если первоочередной задачей является обеспечение низкой стоимости, а не низкой собственной массы трехслойной панели, необходимо рассматривать соответствующие описанным нагрузочным ситуациям коэффициенты эффективности по стоимости.
6. Отдельно для каждого конструктивного элемента трехслойной панели выбрать из базы

данных материал с наилучшим значением рассматриваемого коэффициента эффективности.

Предлагаемая методика гарантирует повышение показателей конструкции по сравнению с базовой только в том случае, если для всех конструктивных элементов были приняты материалы с лучшими значениями коэффициентов эффективности. Если для одних конструктивных элементов были приняты материалы с лучшими значениями коэффициентов эффективности, для других – с худшими, то в этом случае произвести сравнительную оценку эффективности можно будет только после определения геометрических размеров основных элементов трехслойной панели, когда станут известны массовые доли всех конструктивных элементов в общей массе панели, или же массовые доли отдельных конструктивных элементов могут назначаться на основании практического опыта проектирования подобных конструкций.

Итоговую оценку выбранной комбинации материалов для отдельных конструктивных элементов панели можно провести с использованием итогового безразмерного коэффициента эффективности:

$$K = \frac{M_{1\Sigma}}{M_{2\Sigma}} = \frac{M_{11} + M_{12} + M_{13}}{M_{21} + M_{22} + M_{23}}, \quad (20.1)$$

$$K = \frac{C_{1\Sigma}}{C_{2\Sigma}} = \frac{C_{11} + C_{12} + C_{13}}{C_{21} + C_{22} + C_{23}}, \quad (20.2)$$

где: K – итоговый коэффициент эффективности конструкции по массе или стоимости при рассматриваемых условиях (равная прочность или жесткость) в зависимости от входящих в формулу коэффициентов; M_{Σ} – масса панели из базового или рассматриваемого сочетания материалов при оптимизированных геометрических размерах; C_{Σ} – стоимость панели из базового или рассматриваемого сочетания материалов при оптимизированных геометрических размерах; M_1, M_2, M_3 – масса верхней обшивки, нижней обшивки, среднего слоя соответственно; C_1, C_2, C_3 – стоимость верхней обшивки, нижней обшивки, среднего слоя соответственно (формула (20.1) подразумевает сравнение по массе, (20.2) – по стоимости).

$$M_{11} = K_1 \cdot M_{21}; \quad (21.1)$$

$$M_{12} = K_2 \cdot M_{22}; \quad (21.2)$$

$$M_{13} = K_3 \cdot M_{23}, \quad (21.3)$$

где: K_1, K_2, K_3 – сравнительные коэффициенты эффективности для верхней обшивки, нижней обшивки, среднего слоя соответственно (это могут быть коэффициенты K_{Π} , $K_{\text{ж}}$, или $K_{\text{м}}$); если K является коэффициентом эффективности по стоимости, то в него должны входить коэффициенты $K_{\text{СП}}$, $K_{\text{СЖ}}$, или $K_{\text{СМ}}$; все коэффициенты, входящие в формулы (21), должны быть однородны по своему физическому смыслу.

$$M_{21} = \lambda_1 \cdot M_{2\Sigma} \quad (22.1)$$

$$M_{22} = \lambda_2 \cdot M_{2\Sigma} \quad (22.2)$$

$$M_{23} = \lambda_3 \cdot M_{2\Sigma} \quad (22.3)$$

где: $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3$ – массовые доли соответствующих конструктивных элементов в общей массе панели из рассматриваемой комбинации материалов.

Тогда выражение (20.1) можно переписать следующим образом:

$$K = \frac{K_1 \cdot M_{21} + K_2 \cdot M_{22} + K_3 \cdot M_{23}}{M_{21} + M_{22} + M_{23}} = K_1 \cdot \lambda_1 + K_2 \cdot \lambda_2 + K_3 \cdot \lambda_3 \quad (23)$$

Для итогового коэффициента эффективности по стоимости форма записи будет такой же.

Физический смысл итогового коэффициента эффективности конструкции идентичен

физическому смыслу входящих в него коэффициентов за тем исключением, что он относится не к отдельному конструктивному элементу, а к трехслойной панели целиком.

Выводы

В работе предложена методика, включающая порядок действий и расчетные зависимости, которая гарантированно позволяет улучшать весовые или стоимостные характеристики несущей трехслойной панели основания или крыши автобусного кузова по сравнению с базовым вариантом. Также обеспечивается возможность итоговой проверки выбранной комбинации материалов на эффективность. Все предложенные сравнительные коэффициенты эффективности имеют количественный характер, что позволяет на ранних этапах проектирования прогнозировать изменение весовых или стоимостных характеристик конструкции при использовании новых материалов.

Литература

1. Воронков О.В., Песков В.И., Хорычев А.А. Новое в конструкции и проектировании автобусных кузовов. — Н. Новгород: НГТУ, 2009. — 186 с.
2. Лепешкин И.А., Ершов М.Ю. Перспективы применения сэндвич панелей из вспененного алюминия в автомобилестроении. [Текст] // Известия МГТУ "МАМИ". — Москва, 2010. — № 1(9) — с.136-147

Кинестатическое исследование подъемного механизма

к.т.н. доц. Гебель Е.С., Журсенбаев Б.И., Сарбасов А.Т.
БГОУ ВПО «ОмГТУ», ДПП «ИММ им. У.А. Джолдасбекова», Атырауский инженерно-гуманитарный институт
8-3812-65-21-76, Gebel_es@mail.ru

Аннотация. В статье разработан векторно-матричный метод определения движущей силы и сил реакции в кинематических парах многозвенного рычажного механизма с изменяемым замкнутым контуром, который позволяет получить аналитические выражения искомых параметров в явном виде. Проведено кинестатическое исследование синтезированного подъемного механизма, по результатам которого сделаны рекомендации по выбору гидроцилиндра.

Ключевые слова: подъемный механизм, кинестатический анализ, векторно-матричный метод.

Строительная отрасль современной промышленности развивается особенно бурно, что влечет за собой создание новых технологий, материалов и передовую технику. Внутренние малярные, штукатурные работы, отделка фасадов, монтаж систем вентиляции, отопления, газоснабжения выполняются на уровне выше человеческого роста и, следовательно, требуют использования вспомогательного строительного оборудования, которое представляет собой малярные помосты.

Современные помосты из современных материалов заводского производства позволяют регулировать уровень высоты подъема рабочей площадки, имеют небольшой вес и могут складываться до размеров обычной стремянки. Кроме того, устройства могут быть оборудованы выдвигаемыми секциями, откидными площадками и дополнительными средствами увеличения опоры.

В работе [1] синтезирован многозвенный рычажный механизм подъемника с изменяемым замкнутым контуром (рисунок 1) по заданному закону движения выходного звена и определены его метрические параметры. В настоящей работе поставлена цель выполнить кинестатический анализ, т.е. определить движущую силу и силы реакций исследуемой схемы механизма, результаты которого в дальнейшем будут использоваться в расчетах на прочность элементов кинематических пар и звеньев механизма, жесткость, долговечность и т.д.

Статический расчет учитывает действие движущей силы, силы полезных и вредных сопротивлений, а также силы тяжести. Метод, используемый в работе, основан на принципе Даламбера, который применительно к рычажным механизмам без учета сил инерции можно

сформулировать следующим образом, если ко всем внешним силам, действующим на систему звеньев, добавить уравновешивающую силу, тогда под действием всех этих сил система звеньев может условно считаться находящейся в равновесии. При статическом расчете кинематическая цепь механизма разбивается на группы Ассура, которые являются статически определенными. Расчет ведется путем последовательного рассмотрения условий равновесия отдельно каждой группы начиная с наиболее удаленной от ведущего звена. Условие равновесия группы рассматривается без учета силы трения, таким образом, составляющие силы реакции во вращательной паре представляются направленными по звену (нормальная реакция) и перпендикулярно звену (тангенциальная реакция), и приложены они в центре шарнира.

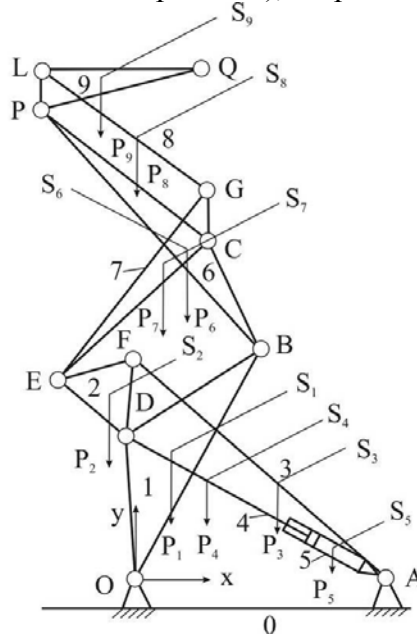


Рисунок 1 – Кинематическая схема подъемного механизма

Силы и моменты, действующие на i -ое звено подъемника (рисунок 1), приведем к главному вектору \bar{P}_i и главному моменту \bar{M}_i , приложенным в точке приведения S_i .

На основании принципа виртуальных перемещений [2] запишем уравнение:

$$P_D^{DB} = -\frac{1}{V_D} \cdot \sum_{i=1}^9 \bar{Q}_i^T \cdot \bar{V}_i, \quad (1)$$

где: P_D^{DB} – движущая сила, приложенная в точке D штока гидроцилиндра; V_D – скорость точки D ; \bar{Q}_i^T и \bar{V}_i вектора составляющих главного вектора \bar{P}_i и главного момента \bar{M}_i i -го звена, равные:

$$\bar{Q}_i = \begin{bmatrix} P_i^X \\ P_i^Y \\ M_i \end{bmatrix}, \quad \bar{V}_i = \begin{bmatrix} V_i^X \\ V_i^Y \\ \omega_i \end{bmatrix}. \quad (2)$$

Если приложить уравновешивающую силу $P_D^{YP} = -P_D^{DB}$ в точку D штока гидроцилиндра, то исследуемый механизм будет находиться в равновесии.

Запишем структурную формулу механизма, выбрав в качестве условного ведущего звена треугольный контур ODB (рисунок 1), тем самым, понизив класс рассматриваемого механизма, а следовательно, и значительно упростив решение задачи кинетостатического анализа:

$$\begin{array}{l} \nearrow \text{II} (6, 7) \rightarrow \text{II} (8, 9) \\ \text{I} (1) \rightarrow \text{II} (2, 3) \\ \searrow \text{II} (4, 5) \end{array} \quad (3)$$

Последовательность определения сил реакций в шарнирах подъемника соответствует следующему порядку рассмотрения диад (8, 9), (6, 7), (2, 3), (4, 5) и условного ведущего звена I.

1. Кинестатический анализ диады II (8, 9)

На звенья GL и PLQ действуют силы реакции R_{78} , R_{89} и R_{96} , а также учитывается их вес P_8 и P_9 соответственно. Уравнения равновесия диады II (8,9) представляют собой систему матричных уравнений вида:

$$\begin{cases} \bar{R}_{96} = [H_9] \cdot \bar{Q}_9 + [L_{89}] \cdot \bar{R}_{89}, \\ \bar{R}_{89} = [H_8] \cdot \bar{Q}_8 + [L_{78}] \cdot \bar{R}_{78}. \end{cases} \quad (4)$$

Квадратные матрицы H_8 , H_9 и L_{78} , L_{89} учитывают направление действия сил и моментов M_8 и M_9 в принятой системе координат xOy запишем систему (4) как:

$$\begin{bmatrix} R_{96}^X \\ R_{96}^Y \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ Y_P - Y_{S9} & X_{S9} - X_P & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} P_9^X \\ P_9^Y \\ M_9 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ Y_P - Y_L & X_L - X_P & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} R_{89}^X \\ R_{89}^Y \\ 0 \end{bmatrix}, \quad (5)$$

$$\begin{bmatrix} R_{89}^X \\ R_{89}^Y \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ Y_L - Y_{S8} & X_{S8} - X_L & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} P_8^X \\ P_8^Y \\ M_8 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ Y_L - Y_G & X_G - X_L & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} R_{78}^X \\ R_{78}^Y \\ 0 \end{bmatrix}. \quad (6)$$

После преобразования матричные уравнения (5) и (6) сводятся к уравнению вида:

$$[A] \cdot \bar{X} = \bar{B}, \quad (7)$$

где: матрица коэффициентов:

$$[A] = \begin{bmatrix} 1 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & Y_L - Y_P & X_P - X_L & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & -1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & Y_G - Y_L & X_L - X_G \end{bmatrix}, \quad (8)$$

вектор искомых параметров:

$$\bar{X} = [R_{96}^X, R_{96}^Y, R_{89}^X, R_{89}^Y, R_{78}^X, R_{78}^Y]^T, \quad (9)$$

матрица свободных членов:

$$\bar{B} = \begin{bmatrix} P_9^X \\ P_9^Y \\ (Y_P - Y_{S9})P_9^X + (X_{S9} - X_P)P_9^Y + M_9 \\ P_8^X \\ P_8^Y \\ (Y_L - Y_{S8})P_8^X + (X_{S8} - X_L)P_8^Y + M_8 \end{bmatrix}, \quad (10)$$

Составляющие сил реакции R_{78} , R_{89} и R_{96} в кинематических парах 8 и 9 определим как:

$$\bar{X} = [A]^{-1} \cdot \bar{B}. \quad (11)$$

2. Кинестатический анализ диады II (6, 7)

На треугольные звенья BPC и EGC действуют силы реакции R_{67} , R_{69} , R_{87} , R_{72} и R_{16} , а также их вес P_6 и P_7 соответственно. Аналогично сформируем матричные уравнения равновесия диады II (6,7):

$$\begin{cases} \bar{R}_{72} = [H_7] \cdot \bar{Q}_7 + [L_{87}] \cdot \bar{R}_{87} + [L_{67}] \cdot \bar{R}_{67}, \\ \bar{R}_{67} = [H_6] \cdot \bar{Q}_6 + [L_{16}] \cdot \bar{R}_{16} + [L_{96}] \cdot \bar{R}_{69}. \end{cases} \quad (12)$$

Квадратные матрицы H_6 , H_7 , L_{87} , L_{67} , L_{16} и L_{96} учитывают направление действия сил и моментов M_6 и M_7 в принятой системе координат xOy :

$$\begin{bmatrix} R_{72}^X \\ R_{72}^Y \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ Y_E - Y_{S7} & X_{S7} - X_E & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} P_7^X \\ P_7^Y \\ M_7 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ Y_E - Y_G & X_G - X_E & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} R_{87}^X \\ R_{87}^Y \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ Y_E - Y_G & X_G - X_E & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} R_{67}^X \\ R_{67}^Y \\ 0 \end{bmatrix}, \quad (13)$$

$$\begin{bmatrix} R_{67}^X \\ R_{67}^Y \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ Y_C - Y_{S6} & X_{S6} - X_C & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} P_6^X \\ P_6^Y \\ M_6 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ Y_C - Y_B & X_B - X_C & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} R_{16}^X \\ R_{16}^Y \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ Y_C - Y_P & X_P - X_C & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} R_{96}^X \\ R_{96}^Y \\ 0 \end{bmatrix}.$$

С учетом ранее рассчитанных значений для R_{78} и условия, что $R_{87} = -R_{78}$, искомыми параметрами составляющих сил реакций $\bar{X} = [R_{72}^X, R_{72}^Y, R_{67}^X, R_{67}^Y, R_{16}^X, R_{16}^Y]^T$ найдем из зависимости аналогичной (11), где матрица $[A]$ и вектора \bar{B} равны:

$$[A] = \begin{bmatrix} 1 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & Y_C - Y_E & X_E - X_C & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & -1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & Y_B - Y_C & X_C - X_B \end{bmatrix}, \quad (14)$$

$$\bar{B} = \begin{bmatrix} P_7^X + R_{87}^X \\ P_7^Y + R_{87}^Y \\ (Y_E - Y_{S7})P_7^X + (X_{S7} - X_E)P_7^Y + M_7 + (Y_E - Y_G)R_{87}^X + (X_G - X_E)R_{87}^Y \\ P_6^X + R_{96}^X \\ P_6^Y + R_{96}^Y \\ (Y_C - Y_{S6})P_6^X + (X_{S6} - X_C)P_6^Y + M_6 + (Y_C - Y_P)R_{96}^X + (X_P - X_C)R_{96}^Y \end{bmatrix}. \quad (15)$$

3. Кинестатический анализ диады II (2, 3)

На звенья DEF и FA действуют силы реакции R_{21} , R_{72} , R_{32} и R_{03} , а также их вес P_2 и P_3 соответственно. Уравнения равновесия диады II (2,3) для шарниров D и F запишем в матричном виде:

$$\begin{cases} \bar{R}_{21} = [H_2] \cdot \bar{Q}_2 + [L_{72}] \cdot \bar{R}_{72} + [L_{32}] \cdot \bar{R}_{32}, \\ \bar{R}_{32} = [H_3] \cdot \bar{Q}_3 + [L_{03}] \cdot \bar{R}_{03}. \end{cases} \quad (16)$$

Раскроем матрицы H_2 , H_3 и L_{72} , L_{32} , L_{03} и приведем систему к виду:

$$\begin{bmatrix} R_{21}^X \\ R_{21}^Y \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ Y_D - Y_{S2} & X_{S2} - X_D & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} P_2^X \\ P_2^Y \\ M_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ Y_D - Y_F & X_F - X_D & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} R_{72}^X \\ R_{72}^Y \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ Y_D - Y_F & X_F - X_D & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} R_{32}^X \\ R_{32}^Y \\ 0 \end{bmatrix}, \quad (17)$$

$$\begin{bmatrix} R_{32}^X \\ R_{32}^Y \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ Y_F - Y_{S3} & X_{S3} - X_F & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} P_3^X \\ P_3^Y \\ M_3 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ Y_F - Y_A & X_A - X_F & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} R_{03}^X \\ R_{03}^Y \\ 0 \end{bmatrix}.$$

Решение для вектора неизвестных параметров $\bar{X} = [R_{21}^X, R_{21}^Y, R_{32}^X, R_{32}^Y, R_{03}^X, R_{03}^Y]^T$ матричных уравнений (17) получим аналогично (11), где:

$$[A] = \begin{bmatrix} 1 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & Y_F - Y_D & X_D - X_F & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & -1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & Y_A - Y_F & X_F - X_A \end{bmatrix}, \quad (18)$$

$$\bar{B} = \begin{bmatrix} P_2^X + R_{72}^X \\ P_2^Y + R_{72}^Y \\ (Y_D - Y_{S2})P_2^X + (X_{S2} - X_D)P_2^Y + M_2 + (Y_D - Y_E)R_{72}^X + (X_E - X_D)R_{72}^Y \\ P_3^X \\ P_3^Y \\ (Y_F - Y_{S3})P_3^X + (X_{S3} - X_F)P_3^Y + M_3 \end{bmatrix}. \quad (19)$$

4. Кинестатический анализ диады II (4, 5)

На звено DA , состоящее из штока и гидроцилиндра, действуют силы реакции \bar{R}_{41} , \bar{R}_{54} , \bar{R}_{50} и \bar{R}_{45} , а также их вес \bar{P}_4 и \bar{P}_5 и уравновешивающая сила \bar{R}_{VP4} . Матричные уравнения равновесия диады II (4, 5):

$$\begin{cases} \bar{R}_{41} = [H_4] \cdot \bar{Q}_4 + \bar{R}_{54} + \bar{P}_{VP4}, \\ \bar{R}_{50} = [H_5] \cdot \bar{Q}_5 + \bar{R}_{45}. \end{cases} \quad (20)$$

Преобразуем зависимости системы (20) к виду:

$$\begin{bmatrix} R_{41}^X \\ R_{41}^Y \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ Y_D - Y_{S4} & X_{S4} - X_D & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} P_4^X \\ P_4^Y \\ M_4 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} R_{54}^X \\ R_{54}^Y \\ M_{54}^D \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} P_{VP4}^X \\ P_{VP4}^Y \\ 0 \end{bmatrix}, \quad (21)$$

$$\begin{bmatrix} R_{50}^X \\ R_{50}^Y \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ Y_A - Y_{S5} & X_{S5} - X_A & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} P_5^X \\ P_5^Y \\ M_5 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} R_{45}^X \\ R_{45}^Y \\ M_{45}^A \end{bmatrix}. \quad (22)$$

В принятой (рисунок 1) системе координат xOy для исследуемого подъемного механизма изменение угла φ_{AD} при вершине A с осью Ox характеризует поворот условного входного звена 1 вокруг опорного шарнира O . Поскольку направление действия силы реакции \bar{R}_{54} перпендикулярно оси диады (4, 5), то величины составляющих искомой силы будут рав-

ны:

$$R_{54}^X = R_{54} \sin \varphi_{AD}, \quad R_{54}^Y = -R_{54} \cos \varphi_{AD}.$$

Момент в точке A определим из следующей зависимости:

$$M_{45}^A = M_{54}^D - R_{54} \cdot l_{AD}. \quad (23)$$

Проекция уравновешивающей силы $\overrightarrow{R_{VP_4}}$ рассчитаем как:

$$P_{VP_4}^X = -P_{VP_4} \cos \varphi_{AD}, \quad P_{VP_4}^Y = -P_{VP_4} \sin \varphi_{AD}.$$

С учетом уравнения (21) найдем выражение для движущего момента M_{54}^D :

$$M_{54}^D = -[(Y_D - Y_{S4})P_4^X + (X_{S4} - X_D)P_4^Y + M_4]. \quad (24)$$

Определим из формул (22) и (23) реакцию $\overrightarrow{R_{54}}$ на штоке гидроцилиндра:

$$R_{54} = \frac{1}{l_{AD}} [(Y_A - Y_{S5})P_5^X + (X_{S5} - X_A)P_5^Y + M_5 + M_{54}^D]. \quad (25)$$

Неизвестные составляющие сил реакций $\overrightarrow{R_{41}}$ и $\overrightarrow{R_{50}}$ в шарнирах D и A соответственно вычислим следующим образом:

$$\begin{bmatrix} R_{41}^X \\ R_{41}^Y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} P_4^X \\ P_4^Y \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \sin \varphi_{AD} & -\cos \varphi_{AD} \\ -\cos \varphi_{AD} & -\sin \varphi_{AD} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} R_{54} \\ P_{VP_4} \end{bmatrix}, \quad (26)$$

$$\begin{bmatrix} R_{50}^X \\ R_{50}^Y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} P_5^X \\ P_5^Y \end{bmatrix} + R_{45} \begin{bmatrix} -\sin \varphi_{AD} \\ \cos \varphi_{AD} \end{bmatrix}. \quad (27)$$

Кинестатический анализ описанного в работе [1] многозвенного рычажного механизма с изменяемым замкнутым контуром, обеспечивающего плоско-параллельное перемещение выходного звена, выполнен при следующих принятых значениях весов звеньев $P_1 = 30$ кг., $P_2 = 13$ кг., $P_3 = 16$ кг., $P_4 = 5$ кг., $P_5 = 5$ кг., $P_6 = 22$ кг., $P_7 = 20$ кг., $P_8 = 20$ кг., $P_9 = 300$ кг (с учетом веса площадки и полезной нагрузки). Полученные значения проекций сил реакций в кинематических парах и уравновешивающей силы приведены на рисунках 2 и 3 для параметров синтеза исследуемого подъемного механизма.

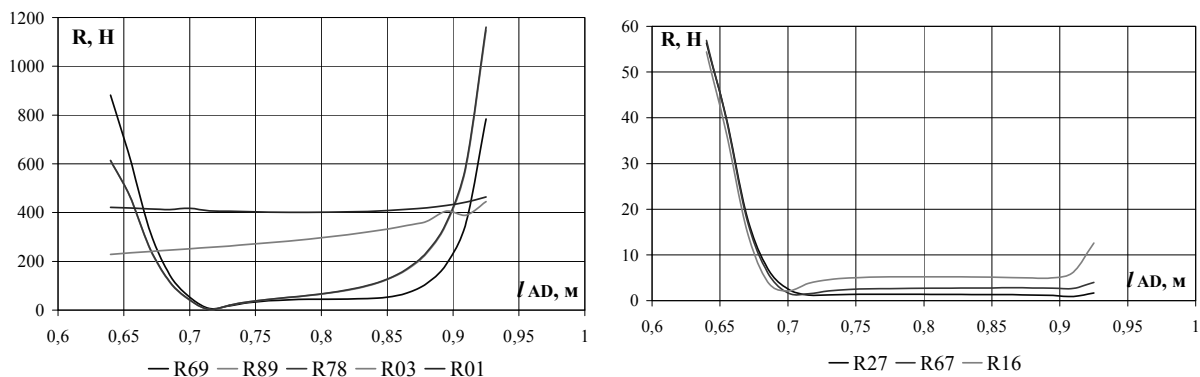


Рисунок 2 – Диаграммы изменения модулей сил реакций в точках P, L, G, A, O, E, C и B звеньев подъемного механизма

Полученные результаты кинестатического анализа позволяют считать, что метрические параметры синтезированного в работе [1] рычажного механизма с изменяемым замкнутым контуром обеспечивают передачу сил без резких динамических нагрузок.

Максимальное значение уравновешивающей силы равно 677,057 Н, приложенной в точке D треугольного звена ODP , следовательно, для перемещения рабочей площадки подъемного механизма на заданную высоту 2 м в качестве двигателя, приводящего в движение подъемный механизм, будет использован гидроцилиндр с номинальной мощностью на прямом ходе 7КПа и рабочим ходом штока 300 мм.

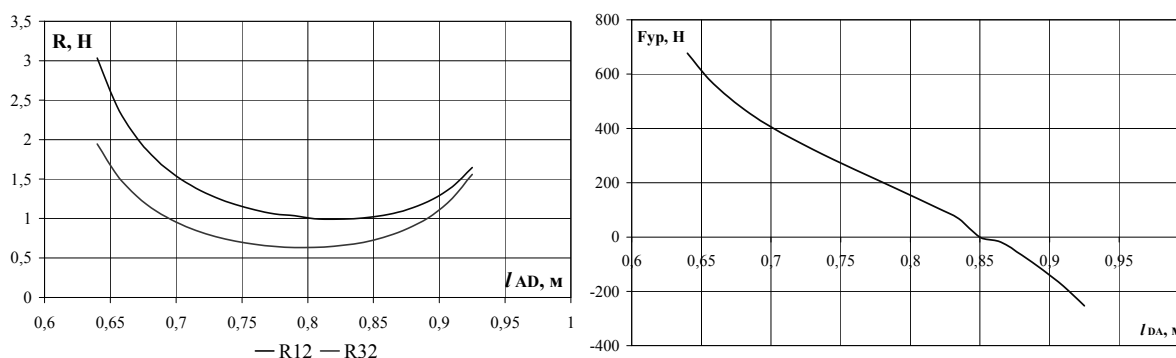


Рисунок 3 – Диаграммы изменения модулей сил реакций в точках *D* и *F* звеньев плоского рычажного механизма и уравновешивающей силы

Литература

1. Журсенбаев Б.И. Проектирование подъемника для работ на высоте / Б.И. Журсенбаев, Е.С. Гебель, А. Сарбасов // Материалы VI Международной научно-технической конференции «Проблемы исследования и проектирования машин». – Пенза, 2010. – с. 29 - 31.
2. Джолдасбеков У.А. Теория механизмов высоких классов. / У.А. Джолдасбеков. – Алматы: Гылым, 2001. – 427 с.

Комплексная автоматизация автозаправочных станций

Головкова Е.О., д.т.н. проф. Софиев А.Э.

ООО «Газпромнефть-центр», Университет машиностроения
(495) 981-33-63 (*6249), golovkova.eo@gmail.com, (499) 267-16-04, asofiev@yandex.ru

Аннотация. В статье рассмотрены существующие системы автоматизации автозаправочных станций, указаны основные недостатки существующих систем, предложен вариант комплексной автоматизации автозаправочных станций с внедрением системы на АЗС «Газпромнефть-центр».

Ключевые слова: автозаправочная станция, комплексная автоматизация, система управления, технология, интегрирование систем

История АЗС

История АЗС как специализированных «топливных» магазинов началась с 1907 года, когда в Сिएтле компанией Standard Oil of California (сейчас ChevronTexaco) была открыта первая АЗС.

Первые станции были разношерстными лачугами с бочками с топливом и ручными насосами. Однако владельцы таких АЗС быстро поняли, что для дальнейшего развития бизнеса без стандартизации и маркетинга уже не выиграть нарастающую конкурентную борьбу, поэтому уже с начала двадцатых годов на АЗС стали активно внедряться единые корпоративные стандарты оформления станций с помощью ярких и запоминающихся логотипов владельцев и единых сервисов [1] (рисунок 1).



Рисунок 1 – История и развитие АЗС

Сегодня рынок автозаправочных станций в России активно развивается. Если в Москве и ближайшем Подмосковье сеть заправочных станций в основном сформировалась (в Москве и области сегодня порядка 1600 автозаправочных станций) и можно ожидать их технического совершенствования и расширения функциональности, то в других регионах России процесс формирования разветвленной сети станций еще в процессе становления (в настоящее время в России функционирует около 45 тыс. станций) [1].

Конкуренция в бензиновом бизнесе весьма острая, поэтому возникает проблема привлечения как можно большего количества клиентов.

Основные критерии оценки работы АЗС

Основными критериями с точки зрения владельца АЗС являются прибыль и удобство эксплуатации АЗС.

Для обеспечения прибыли необходимо осуществлять привлечение как можно большего количества клиентов. Привлекать клиентов можно рядом способов: высоким качеством продаваемого топлива и обслуживания и широким спектром предлагаемых сопутствующих услуг (магазин, кафе, мойка автомобилей и пр.)

Качество продаваемого топлива определяется качеством поставляемого топлива и соблюдением технологии хранения и выдачи топлива на самой автозаправочной станции. Для соблюдения технологии необходимо по возможности ограничивать воздействие человеческого фактора.

Современное состояние СУ АЗС

На данный момент под комплексной автоматизацией АЗС понимается автоматизация бизнес-процессов. Чаще всего производителями СУ являются производители ТРК, однако бывают и сторонние производители, ориентированные на различные типы ТРК. Основной недостаток всех этих систем – ориентированность исключительно на бизнес-процессы, а именно: управление ТРК, учет отпуска нефтепродуктов, формирование различных видов отчетов, упрощение ведения бухгалтерской отчетности, возможность создания различных схем лояльности для клиентов и безналичного расчета, создание системы бэк-офиса. Примеров таких систем достаточно много – S&B, АйТиОйл, SmartOil, SetOil и пр. Кроме того, данные системы управления интегрируются с системой измерения уровня в резервуарах и позволяет контролировать его.

Пример типовой структурной схемы СУ АЗС приведен на рисунке 2.



Рисунок 2 – Пример типовой структурной схемы СУ АЗС

Однако во всех этих системах не учитывается работа и контроль технологического оборудования АЗС.

Немного о технологии АЗС.

Упрощенно можно сказать, что АЗС состоит из нескольких технологических узлов. Ос-

новой – это резервуарный парк, в состав которого входят резервуары для топлива (их количество и деление осуществляется в ходе проектирования) и резервуар аварийных проливов. Кроме того, существует узел переключения стоков, узел слива и непосредственно топливо-раздаточные колонки.

На рисунке 3 отображен вид современной технологической шахты резервуара, на котором видны линии наполнения, выдачи, деаэрации, замерный люк (ЛЗ-80), насос выдачи (для напорной системы), а также посадочное место для установки уровнемера [2].

Резервуары хранения, как правило, двустенные для предотвращения в случае нарушения целостности разлива топлива в почву. Межстенное пространство двустенных резервуаров заполняется либо жидкостью (термосолом), либо газом под избыточным давлением (азотом). Для контроля межстенного пространства в случае заполнения жидкостью монтируется специальный расширительный бачок, со смотровым окошком для визуального наблюдения или уровнемером для дистанционного, в случае заполнения азотом – устанавливается показывающий манометр для визуального наблюдения или электроконтактный манометр для дистанционного.

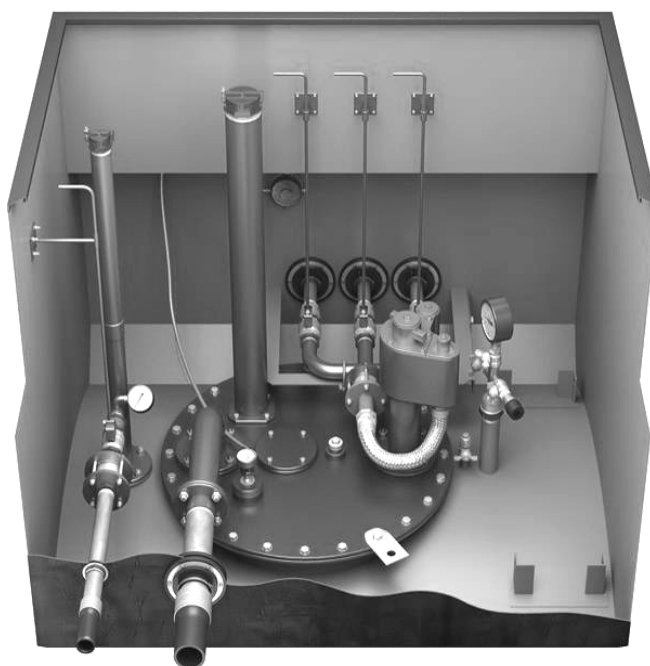


Рисунок 3 – Вид современной технологической шахты резервуара

Уровнемер (или электроконтактный манометр) выводится на сигнализатор, осуществляющий звуковую и световую индикацию.

В процессе эксплуатации АЗС приходится сталкиваться с явлением малых и больших дыханий резервуаров. Малые дыхания – это испарения нефтепродуктов, происходящие вследствие изменения температуры в пространстве резервуаров в течение суток, большие дыхания – испарения нефтепродуктов, происходящие в процессе наполнения резервуаров. Необходимо осуществлять контроль давления в линии деаэрации для предотвращения разрыва или смятия резервуаров при малых и больших дыханиях [4]. На данный момент на существующих АЗС этого практически не делают, полностью полагаясь на дыхательные клапаны, устанавливаемые на линии деаэрации, в исключительных случаях осуществляют установку показывающих манометров.

Обязательно осуществляется контроль уровня нефтепродуктов в резервуаре, в некоторых случаях конструктивно предусматривается невозможность переполнения резервуаров при сливе. В случае контейнерных АЗС контролируют концентрацию паров бензина в технологических шахтах резервуаров [3].

Для каждого отсека топлива существует два режима работы – слив и выдача топлива. Когда автоцистерна приезжает на АЗС, согласно действующим нормам, ее необходимо заземлить, что и осуществляется с помощью специального устройства [5]. После этого необхо-

димо произвести переключение клапанов в узле переключения для того, чтобы в случае пролива топлива из автоцистерны оно попало в резервуар аварийных проливов, а не в очистные сооружения. И только после заземления и переключения клапанов возможен слив топлива: открывается клапан на узле слива, подсоединяется сливной рукав автоцистерны и происходит слив, при этом выдача соответствующего топлива запрещена. И каждый этап процесса слива необходимо контролировать дистанционно, а не водителем бензовоза.

На существующих АЗС этому уделяется незаслуженно мало внимания. Контроль за основными параметрами осуществляется визуально с помощью показывающих приборов или сигнализаторов. Принятие решений ложится на операторов.

Вновь возводимые (полностью реконструируемые) станции известных брендов (Лукойл, ТНК, ВР) уделяют вопросам автоматизации значительно больше внимания, однако некоторые из них продолжают использовать релейную логику, другие же, используя функционал и возможности применяемых средств измерения для объединения в единую систему, охватывают не весь комплекс необходимых для дистанционного и автоматического управления исполнительных механизмов.

На АЗС в Европе, а именно в Сербии, Италии, отсутствует автоматизация технологии как таковая. Система измерения уровня встраивается в резервуары, межстенное пространство и линия деаэрации дистанционно не контролируются.

Основные задачи системы комплексной автоматизации

Основные задачи, решение которых предусматривается в составе системы автоматизации технологической части для традиционных АЗС:

- измерение и контроль уровня в резервуарах ЖМТ;
- контроль заземления АЦ ЖМТ;
- автоматический контроль работы дыхательных клапанов;
- автоматический контроль герметичности межстенного пространства двустенных резервуаров;
- автоматический контроль уровня жидкости в резервуаре аварийных проливов;
- автоматический контроль положения дисковых затворов в узле переключения стоков на АЗС.

Блок-схема системы автоматизации приведена на рисунке 4.

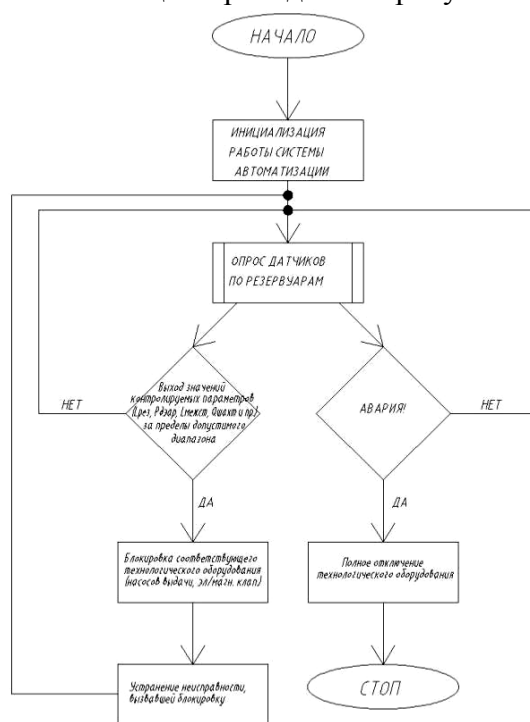


Рисунок 4 – Блок-схема системы автоматизации АЗС

В рамках данного проекта подразумевается создание системы автоматизации техноло-

гии, способной интегрироваться с любой системой управления АЗС. Такое решение обусловлено необходимостью внедрения такой системы с учетом уже существующих систем на различных АЗС.

Кроме того, в данную систему можно включать систему автоматизации приточно-вытяжной вентиляции там, где есть в этом необходимость.

Алгоритмическое обеспечение.

Алгоритм работы данной системы автоматизации технологического процесса базируется на комплексе сигнализаций и блокировок, прописываемых в контроллере. Вся информация о состоянии системы и блокировках выводится через сенсорный выносной пульт на рабочее место оператора АЗС.

Основные подсистемы, предусматриваемые в составе системы автоматизации для традиционных АЗС:

- система измерения и контроля уровня в резервуарах ЖМТ;
- система контроля заземления АЦ ЖМТ;
- система автоматического контроля работы дыхательных клапанов;
- система автоматического контроля уровня жидкости в резервуаре аварийных проливов;
- система автоматического контроля герметичности межстенного пространства двустенных резервуаров.

В рамках системы измерения и контроля уровня в резервуарах ЖМТ предлагается отслеживать максимум, минимум топлива и наличие в резервуаре подтоварной воды. При этом в случае минимума и подтоварной воды выдача соответствующего топлива будет прекращаться соответственно для защиты насоса выдачи и сохранения качества отпускаемого топлива. Максимум уровня топлива в резервуаре возможен в случае наполнения, и, как следствие, в этой ситуации будет происходить закрытие соответствующего электромагнитного клапана в узле слива.

Важнейшим элементом является система контроля заземления автоцистерны. Заземление осуществляется с помощью устройства заземления автоцистерн с невозможностью слива топлива при отсутствии заземления. Кроме того, при заземлении автоцистерны будет происходить переключение дисковых затворов в узле переключения в положение, соответствующее сливу топлива.

Система автоматического контроля работы дыхательных клапанов создается на базе электроконтактных манометров и сигнализаторов, позволяющих снимать сигналы во внешние системы. При выходе значения давления из установленного диапазона на конкретном резервуаре блокируется выдача и слив топлива путем отключения насоса выдачи и закрытия электромагнитных клапанов в узле слива.

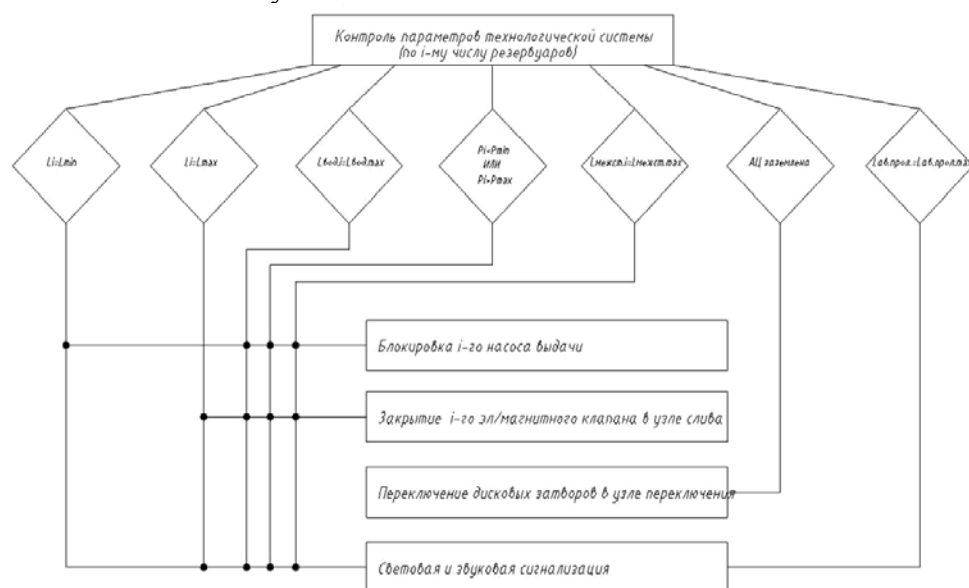


Рисунок 5 – Алгоритмическое обеспечение системы автоматизации АЗС

Практически аналогичным способом реализуется система автоматического контроля герметичности межстенного пространства двухстенных резервуаров. На расширительном бачке резервуара (предполагается использование именно жидкости в связи с простотой последующей эксплуатации) устанавливается уровнемер, в здании операторной АЗС сигнализатор, позволяющий снимать сигналы во внешние системы. В случае разгерметизации происходит блокировка выдачи и слива топлива путем отключения насоса выдачи и закрытия электромагнитных клапанов в узле слива.

Для контроля уровня в резервуаре аварийных проливов устанавливается уровнемер, в здании операторной АЗС-сигнализатор, позволяющий снимать сигналы во внешние системы. В случае превышения уровня осуществляется звуковая и световая сигнализация.

Техническое обеспечение

Для создания системы комплексной автоматизации предполагается использование контроллеров КОНТАР производства МЗТА. Выбор контроллеров данного типа обусловлен оптимальным соотношением «цена-качество», высоким уровнем технической поддержки, универсальностью и их интеграцией с различными системами управления. Кроме того, в США на базе этих контроллеров уже создавалась подобная система, но она не учитывала многие технические параметры.

В качестве технических средств контроля используются наиболее часто применяемые на АЗС системы: для измерения и контроля уровня ИС «Струна» (производства НТФ Новинтех), для контроля заземления – устройство заземления автоцистерн УЗА-2МК-04 ("Алвик"), для контроля межстенного пространства – датчик ПМП-099 с контролем нижнего уровня совместно с сигнализатором МС-3-2Р (НПП «Сенсор»), для контроля малых и больших дыханий резервуаров – электроконтактный мановакуумметр ДА-2010 совместно с сигнализатором МС-3-2Р (НПП «Сенсор»). В узле слива устанавливаются электромагнитные клапаны производства НПП «Сенсор». В узле переключения стоков устанавливается комплект промарматуры (дисковый затвор и соответствующий привод) производства ООО «АБС Автоматизация».

Выбор данных систем основан на многолетней эксплуатации АЗС и оптимальном соотношении «цена-качество». Кроме того, на существующих АЗС, не оснащенных системой автоматизации, зачастую используется именно это (или аналогичное) оборудование, что позволяет значительно экономить при внедрении системы.

Интегрирование системы комплексной автоматизации на АЗС и создание диспетчерского пункта

В рамках создания системы комплексной автоматизации предполагается интегрирование системы автоматизации технологического процесса, системы управления бизнес-процессами на АЗС (частично), системы автоматизации приточно-вытяжной вентиляции (опционально) и создание единого диспетчерского пункта, позволяющего отслеживать все аварийные ситуации, которые возникают на АЗС.

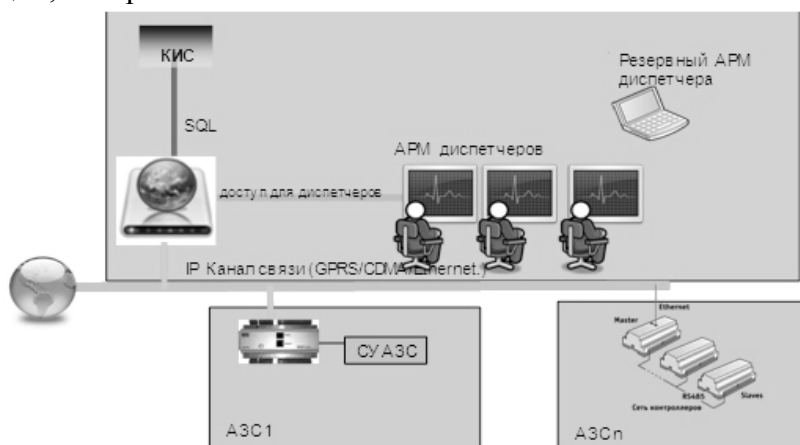


Рисунок 6 – Предполагаемая структурная схема системы комплексной автоматизации АЗС

Создание диспетчерского пункта упрощается отсутствием необходимости предусматривать специальные технические средства, достаточно обычного компьютера и подключения к сети Интернет.

Предполагаемая структурная схема приведена на рисунке 6.

В рамках разработки данной системы были разработаны и внедрены ряд проектов на релейной логике для отладки принципов работы системы автоматизации технологических процессов на нескольких АЗС «Газпромнефть-центр», разработан шкаф-тренажер, основанный на релейной логике, для межрегионального учебного центра «Газпромнефть». Кроме того, разработаны проекты автоматизации технологии в рамках разработки типовых решений для АЗС «Газпромнефть» и внедрены данные системы автоматизации на нескольких пробных АЗС.

Опыт внедрения системы автоматизации показал, что данная система позволила значительно снизить влияние человеческого фактора на АЗС, улучшить качество обслуживания и безопасность работы АЗС.

Выводы

В дальнейшем планируется интегрирование систем управления, автоматизации технологии и приточно-вытяжной вентиляции в единую систему комплексной автоматизации, создание полностью автоматической АЗС и диспетчерского центра для мониторинга работы сети АЗС.

Литература

1. Информационный портал «Автозаправка» <http://autozapravka.com/>
2. Материалы сайта производителя технологического оборудования для АЗС ЗАО «ПНСК» <http://www.pnsk.ru>
3. НПБ 111-98* Нормы пожарной безопасности для автозаправочных станций
4. Закожурников Ю.А. Хранение нефти, нефтепродуктов и газа. - Волгоград: ИД ИНФОЛИО, 2010 – 432 с.
5. РД 153-39.2-080-01 Правила технической эксплуатации автозаправочных станций.

Кусочно-бесступенчатое регулирование скорости тракторов

д.т.н. проф. Городецкий К.И., Банников М.В., Ивкова Г.Б., Муратова С.К., Шуваев Д.Н.

Университет машиностроения, ОАО «НИИ Стали»

8(495)223-05-23 (1527), k.gorodetsky@mail.ru, 8(916)679-44-51, Smash@list.ru

Аннотация. Рассмотрен метод кусочно-бесступенчатого регулирования скорости тракторов, в основе которого используется рациональный выбор достаточно небольшого диапазона корректорной характеристики дизеля, где мощность не понижается менее номинальной, а топливная экономичность улучшается при уменьшении частоты вращения дизеля.

Ключевые слова: трактор, двигатель, коробка передач, регулирование скорости

В последнее время появились публикации о двигателях внутреннего сгорания (дизелях) с характеристикой постоянной мощности – ДПМ [1-4]. Такая характеристика может быть получена на двигателях практически любого типа регулированием подачи топлива, при которой изменение крутящего момента имеет гиперболический характер. При этом также должна обеспечиваться приемлемая характеристика расхода топлива. По распространенному мнению бесступенчатому регулированию скорости тракторов способствует применение ДПМ, однако системным недостатком в данном случае является влияние его переменной частоты вращения на частоту вращения вала отбора мощности (ВОМ), если последнее проявляется в широком диапазоне.

Кроме того, получение характеристики ДПМ практически всегда связано с рядом ощутимых трудностей, отчего страдают некоторые эксплуатационные критерии экономичности тракторов. Недоиспользуется мощность из-за вынужденного снижения крутящего момента

для спрямления линии мощности, ухудшается при этом топливная экономичность и др. Сказанное в полной мере относится к широкому диапазону регулирования частоты вращения вала двигателя (от 1200 до 2100 мин⁻¹). При этом диапазон регулирования по частоте вращения вала двигателя составляет 1,75. Однако при некотором небольшом его уменьшении можно достичь приемлемых результатов.

На рисунке 1 приведена часть внешней скоростной характеристики дизеля QSM-11 компании Cummins, применяемого на некоторых тракторах New Holland серии T-X а также завода Промтрактор (г. Чебоксары) и др.

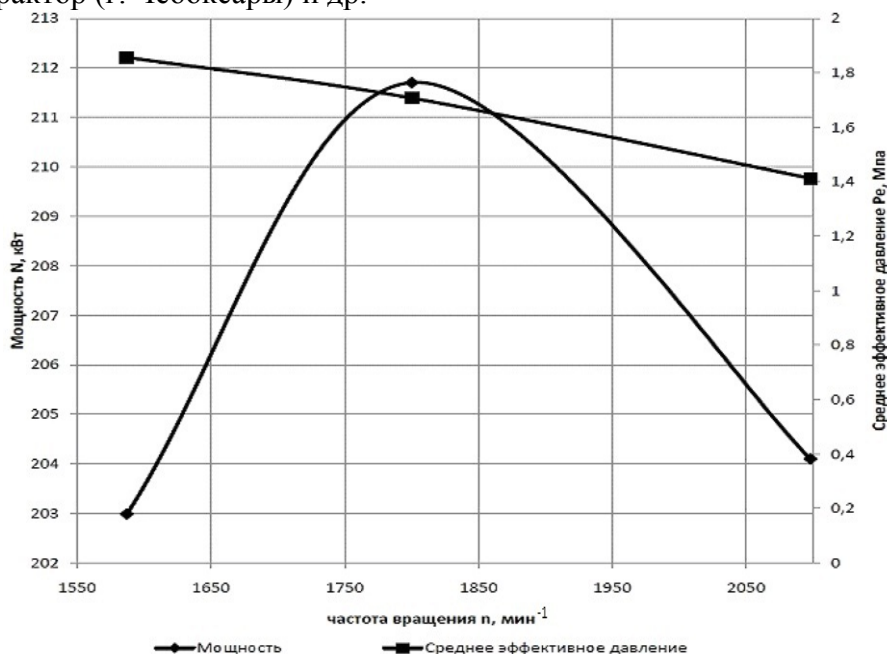


Рисунок 1 – Мощность и крутящий момент дизеля QSM-11 в диапазоне регулирования по частоте вращения 1,32 корректорной характеристики

График явно показывает, что при регулировании частоты вращения от 2100 до 1600 мин⁻¹ (диапазон составляет около 1,3) мощность не будет опускаться ниже номинального значения, что не хуже чем в случае характеристики постоянной мощности с учетом упомянутых сложностей реализации ДПМ. Об этом же говорит горизонтальная линия, проведенная на графике через точку номинальной мощности до пересечения с левой ветвью при значении частоты вращения 1590 мин⁻¹. Необходимо также отметить, что сделанный выбор конкретной модели дизеля носит скорее конъюнктурный, чем технически обоснованный характер, что создает понятный резерв для некоторого увеличения диапазона частоты вращения вала двигателя с вытекающими из этого положительными результатами.

Судить о возможностях резерва можно исходя из относительных характеристик ряда зарубежных тракторных дизелей, приведенных на рисунках 2...5.

Здесь для более удобного сравнения разных по мощности и другим параметрам дизелей показаны относительные мощности, крутящие моменты, часовые и удельные расходы топлива, отнесенные к одному литру рабочего объема. Графики указывают на целесообразность их анализа с привязкой к конструкционным особенностям и регулировкам конкретных моделей и реальную возможность увеличения диапазона регулирования частоты вращения вала двигателя по нашему мнению до 1,5 (т.е. от 1400 до 2100 мин⁻¹). В перспективе это может уменьшить количество ступеней, переключаемых, в частности, на ходу в основной коробке передач (КП) трансмиссии до двух – трех.

Определив диапазон изменения частоты вращения дизеля, далее возможно рассмотреть меры по уменьшению диапазонов частоты вращения ВОМ. Например, для тракторов с выбранным дизелем номинальная частота вращения ВОМ должна быть равна 1000 мин⁻¹ [2], а ее возможные отклонения могут находиться в пределах от 850 до 1150 мин⁻¹ в зависимости от регулирования скорости движения трактора.

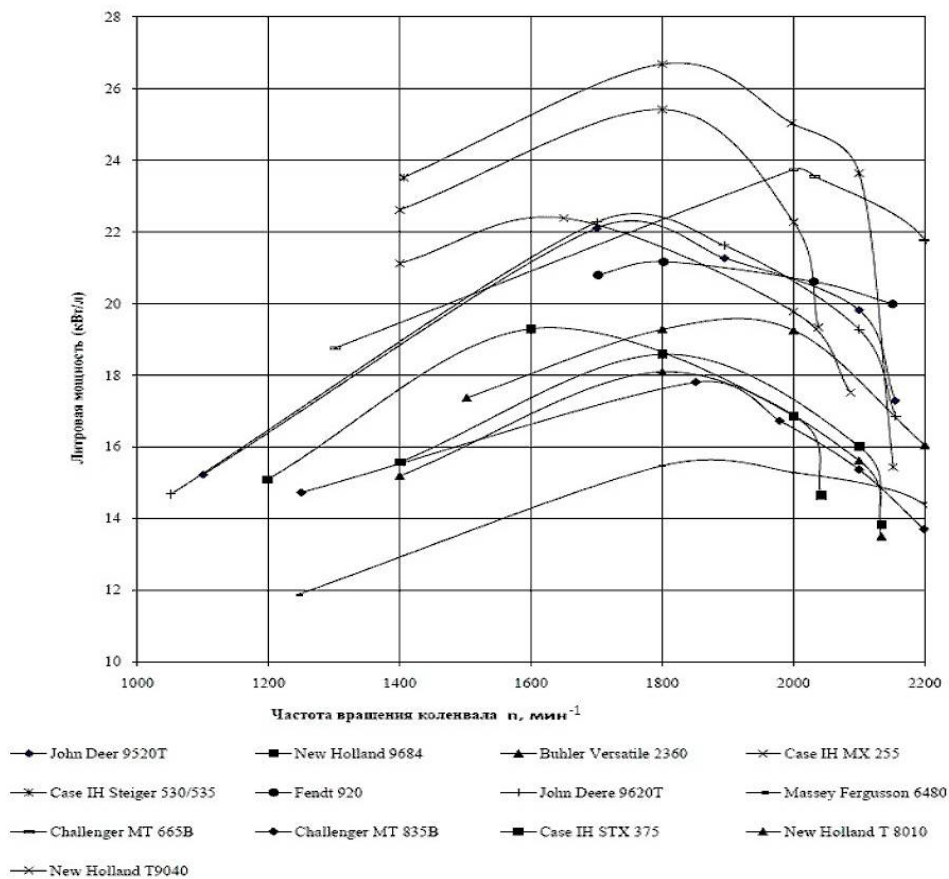


Рисунок 2 – Относительная литровая мощность некоторых зарубежных дизелей

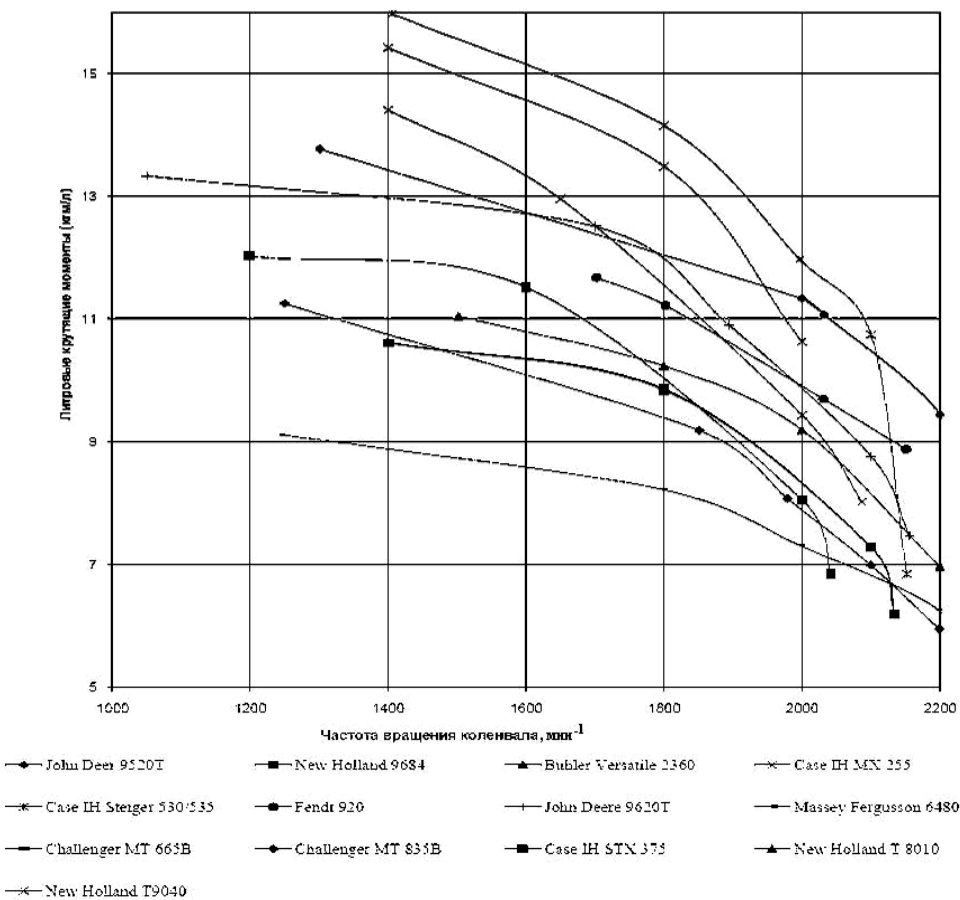


Рисунок 3 – Относительные литровые крутящие моменты некоторых зарубежных дизелей

Для уменьшения отклонений частоты вращения ВОМ от необходимых, заданных ГОСТ, с нашей точки зрения целесообразно в его приводе применить простейшую конструкцию коробки передач, например, с переключением с помощью шестерен-карок не более 4-х ступеней. Переключение ступеней не требуется производить непосредственно в процессе работы трактора, а может выполняться заранее, до начала работы, как преднастройка.

Как показывает опыт, применение ВОМ на мощных тракторах, особенно гусеничных, не имеет массового характера, что существенным образом также облегчает реализацию данной задачи.

Однако при более жестких требованиях к постоянству скорости ВОМ в качестве примера рассмотрим вариант исходя из конкретного значения диапазона регулирования (см. рисунок 1), равного 1,3 с одновременным применением 4-х ступенчатой КП ВОМ. Тогда коэффициент геометрической прогрессии передаточных чисел коробки передач ВОМ [3, 4]:

$$q = d^{1/n} \text{ или } d = 1,3^{-3} = 1,09, \quad (1)$$

где: q – коэффициент геометрической прогрессии; d – диапазон частоты вращения вала двигателя; n – число ступеней в коробке ВОМ.

Следовательно, при какой-либо скорости движения трактора соответствующая скорость ВОМ может изменяться в пределах от 955 до 1045 мин⁻¹. Если принять $d=1,5$, то пределы изменения частоты вращения ВОМ будут составить от 925 до 1075 мин⁻¹. Подчеркнем, что диапазон регулирования скорости трактора путем изменения частоты вращения вала дизеля непропорционально влияет на перепад передаточных чисел ВОМ.

Что касается топливной экономичности, то график на рисунке 5 показывает, что она улучшается по мере уменьшения частоты вращения дизеля и имеет минимальное значение при 1600 мин⁻¹.

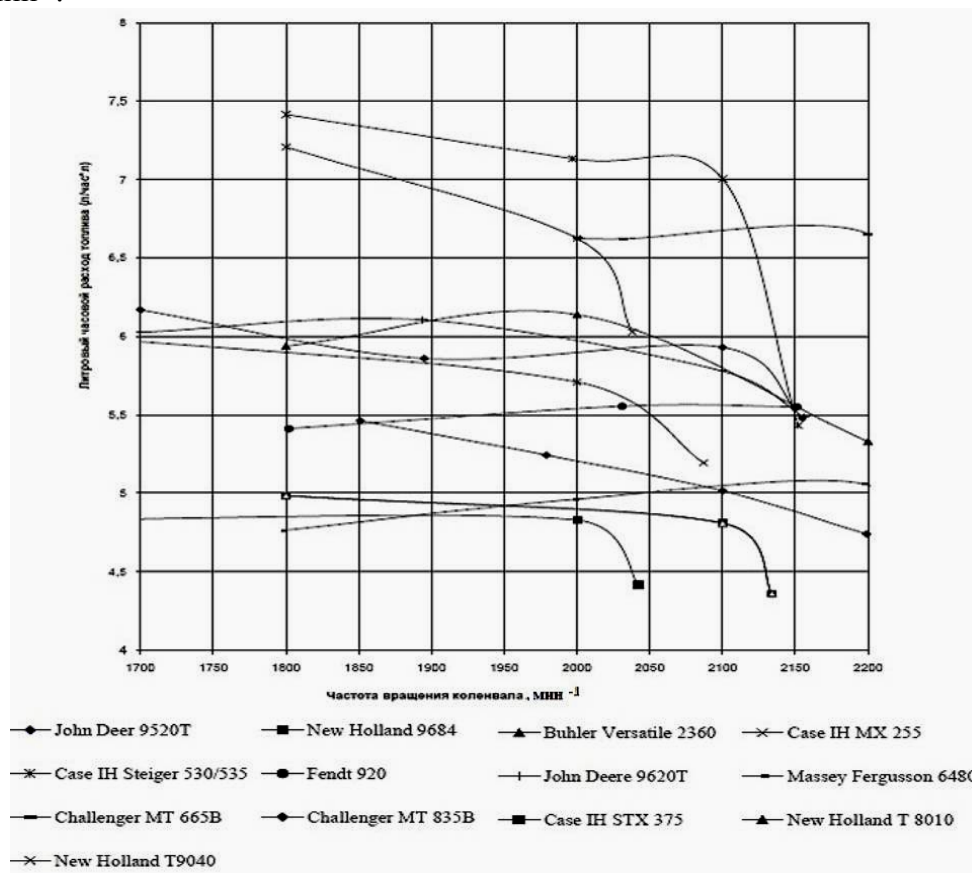


Рисунок 4 – Относительные литровые часовые расходы некоторых зарубежных дизелей

На втором этапе расчетов целесообразно определить потребный коэффициент геометрической прогрессии для КП основной трансмиссии трактора. Лучше это сделать в отношении рабочего диапазона, а затем тиражировать его на другие, так как известно по зарубежным литературным источникам, что рабочий диапазон скоростей принят от 4 до 16 км/ч, у

нас от 5 до 15 км/ч, т.е. в обоих случаях равен 3.

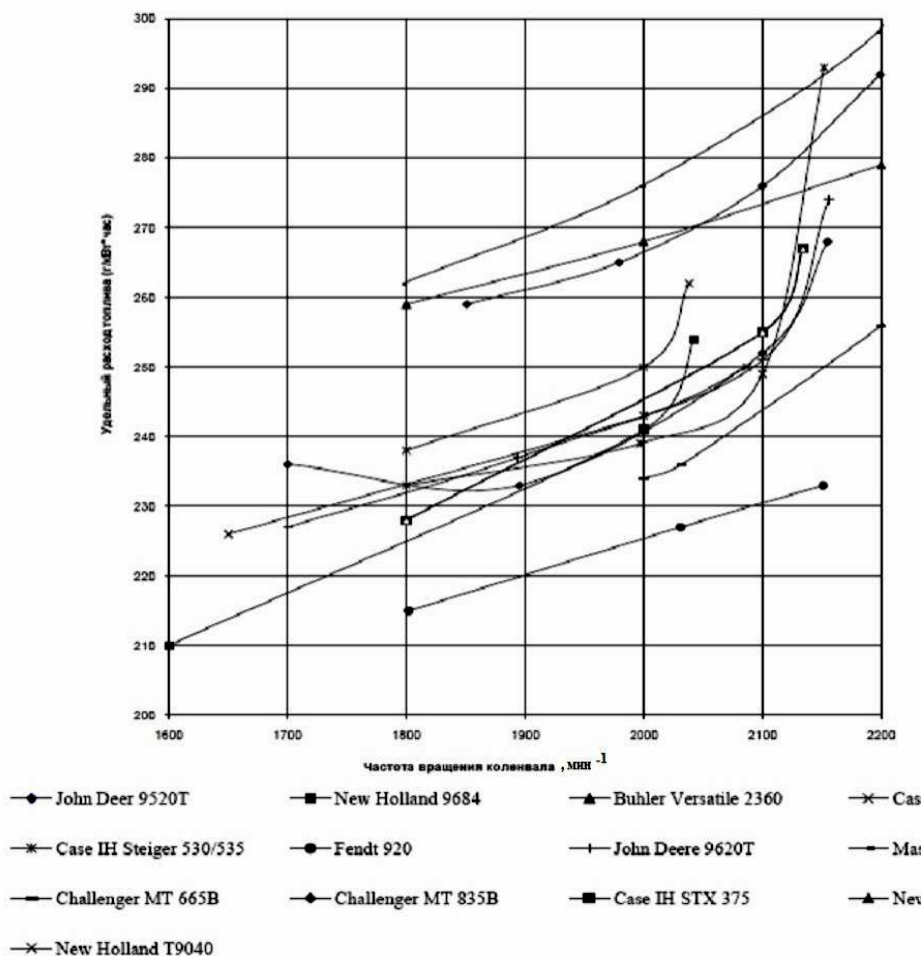


Рисунок 5 – Удельные расходы топлива некоторых зарубежных дизелей

Тогда по аналогии с выражением (1) получим:

$$Q = D^{-N} \text{ или } Q = 3^{-4} = 1,316, \quad (2)$$

где: Q – коэффициент геометрической прогрессии; D – диапазон рабочих скоростей трактора; N – число ступеней в КП трактора.

В приведенных выражениях (1) и (2) наблюдаем отличия в показателях степеней, которое объясняется тем, что в коробке передач ВОМ предположительно используются фиксированные передаточные числа, а в КП трансмиссии кусочные бесступенчатые диапазоны небольшой величины, равной 1,316, которые зависят от перекрытия скоростей трактора. Подчеркнем также, что близость цифр 1,316 и 1,3 сама по себе случайна.

Таким образом, предполагаемые возможные отклонения частот ВОМ при кусочно-бесступенчатом регулировании скорости трактора могут быть признаны допустимыми для практического использования и, следовательно, приняты в сочетании с системами переключения скоростей на ходу при помощи фрикционных устройств в качестве основы для создания трансмиссий с бесступенчатым изменением скоростей в основных диапазонах работы тракторов. Дополнительно следует отметить реальную возможность получения достаточно высокого КПД в случае ограниченного применения количества фрикционных устройств и сопутствующих им элементов с повышенными потерями энергии.

Выводы

1. Кусочно-бесступенчатое регулирование скорости тракторов может быть использовано в сочетании с механизмами переключения скорости на ходу тракторов при разработке полностью или частично бесступенчатых трансмиссий.
2. В основе кусочно-бесступенчатого регулирования используется рациональный выбор достаточно небольшого диапазона корректорной характеристики дизеля, в котором мощ-

ность не понижается менее номинальной, а топливная экономичность улучшается при уменьшении частоты вращения дизеля.

3. Прделанная работа требует решения ряда задач, в первую очередь связанных с определением допустимых пределов изменения частот вращения ВОМ на различных сельскохозяйственных операциях, а также оптимизации регулировок дизелей.
4. Установлено, что диапазоны скоростей в КП с бесступенчато изменяемыми передаточными числами или с дискретными значениями больше у первых на величину диапазона между смежными передачами, если они полностью перекрываются.
5. При выполнении расчетов следует учитывать, что работы с применением ВОМ составляют относительно небольшую часть в общем балансе времени использования тракторов.

Литература

1. Городецкий К.И., Титов А.И. Предпосылки формирования рабочих скоростей сельскохозяйственных тракторов // Тракторы и сельскохозяйственные машины. -2008, №11.
2. Тракторы. Конструкция / В.М. Шарипов, Л.Х. Арустамов, К.И. Городецкий и др. ; Под общ. ред. В.М. Шарипова. – М.: Машиностроение, 2012. - 790 с.
3. Городецкий К.И., Шарипов В.М., Титов А.И. Согласование характеристики двигателя постоянной мощности со ступенчатыми трансмиссиями сельскохозяйственных тракторов// Материалы 65-ой международной научно-технической конференции ААИ «Приоритеты развития отечественного автотракторостроения и подготовки инженерных и научных кадров». Секция 1. «Автомобили, тракторы, их агрегаты и системы». Подсекция «Тракторы». - М.: МГТУ «МАМИ», 2009. С.183-189.
4. Городецкий К.И., Шарипов В.М., Титов А.И. Скорости тракторов // Справочник. Инженерный журнал. - 2009. №3.

Прогнозирование эксплуатационной температуры пневматических шин карьерных автосамосвалов

Горюнов С.В., д.т.н. проф. Шарипов В.М.
Университет машиностроения
8(495)223-05-23 (1111), trak@mami.ru

Аннотация. Рассмотрено влияние температуры протектора шины на долговечность пневматических шин карьерных автосамосвалов. Приведены результаты исследований характера нагрева пневматических шин в процессе эксплуатации. Методом статистической обработки экспериментальных данных получены регрессионные модели исследуемых многофакторных процессов.

Ключевые слова: пневматическая шина; карьерный автосамосвал; температура шины.

Развитие открытого способа добычи полезных ископаемых в настоящее время идет по пути роста производственной мощности предприятий, увеличения коэффициента вскрыши, объемов работ по экскавации, продвижения открытых разработок в отдаленные районы с суровым климатом. Удельный вес добычи угля открытым способом в стране сейчас составляет около 42%, а в Сибирском и Дальневосточном федеральных округах уже превышает 50% и, как показывает статистика, продолжает расти.

Ведущее место в горнодобывающей промышленности занимает открытый способ добычи полезных ископаемых как наиболее производительный, экономичный и безопасный, причем в ближайшей перспективе он сохранит свое доминирующее положение.

При открытом способе добычи полезных ископаемых широко используются карьерные автосамосвалы, долговечность шин которых существенно зависит от температуры их нагрева.

Эксплуатационные затраты на шины составляют 25...30% и более от суммы расходов на транспортирование горной массы автосамосвалами. Поэтому увеличение пробега шин имеет важное значение для сокращения этих затрат. Под долговечностью автомобильных

шин обычно понимается срок их службы до полного износа рисунка протектора или до разрыва каркаса и расслоения протектора [1, 2].

Характерными причинами отказов пневматических шин карьерных автосамосвалов при эксплуатации являются:

- производственные дефекты, которые не были обнаружены при выходном контроле шин на заводе-изготовителе;
- механические повреждения - порезы, проколы, сколы грунтозацепов и другие;
- усталостные и тепловые разрушения - отслоение протектора, боковин, расслоение корда и другие;
- естественный износ протектора.

Распределение отказов пневматических шин карьерных автосамосвалов и оценка их теплового состояния получены в условиях работы предприятия разрез «Виноградовский» филиала ОАО «Кузбасская топливная компания» в летний период. Анализ отказов и экспериментальная оценка температуры нагрева шин в процессе эксплуатации производились путем контроля за работой 15 автосамосвалов модели БелАЗ-75131.

В результате установлено, что отказы шин карьерных автосамосвалов происходят по следующим причинам:

- износ протектора - 75,37%;
- порезы - 20,82%;
- разрывы - 2,05%;
- отслоение протектора - 1,76%.

Из анализа полученных результатов следует, что основные отказы шин карьерных автосамосвалов связаны с износом их протектора и порезами.

Износ протектора шин зависит от многих факторов. Основными причинами, препятствующими реализации конструкционного ресурса крупногабаритных пневматических шин, являются вздутия, расслоение каркаса, отслоение и увеличение износа протектора шины. Это в первую очередь связано с генерацией теплоты вследствие упругих деформаций элементов покрышки. В результате в шине возникают повышенные температуры.

Для современных бескамерных шин критической считается температура 120°C. При более высоких температурах шина будет разрушаться вследствие снижения прочности корда и его связи с резиной, развития таких дефектов, как отслоения, вздутия протектора и расслоения каркаса [1]. Именно поэтому расчет и прогнозирование теплового состояния шин карьерных автосамосвалов является важной и актуальной задачей.

Измерения температуры в шинах карьерных автосамосвалов модели БелАЗ-75131 выполнялись с помощью портативного неконтактного термометра (пирометра) Raytek-МТ6.

Результаты обработки экспериментальных исследований приведены на рисунке 1.

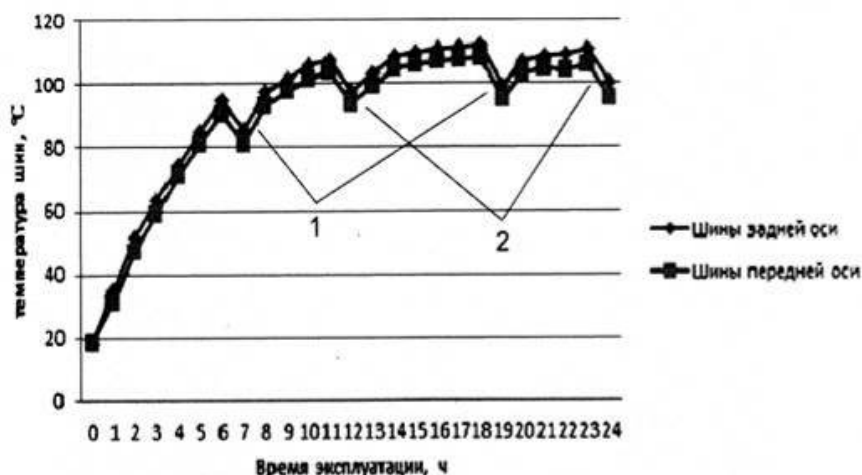


Рисунок 1 – Динамика нагрева шин, в зависимости от времени эксплуатации при скорости движения автосамосвала $V_{ср}=17$ км/ч и средней температуре окружающего воздуха $t_{ср}=20$ °C: 1 – перерыв на обед; 2 – перерыв на пересменку

Из проведенных исследований пневматических шин модели 33.00R51 следует, что наиболее интенсивный рост их температур имеет место в первые 10 часов эксплуатации автосамосвалов, а в последующие время температура увеличивается не более, чем на 1...3 °С/ч. При работе автосамосвалов происходит переменный разогрев и охлаждение шин в связи с остановами под погрузку и разгрузку, перерывами на обед и пересменку. Шина в основном охлаждается за 10 часов отстоя автосамосвала при температуре окружающего воздуха 20...25 °С. При этом в первые 4 часа работы скорость охлаждения составляет 10...12 °С/ч, а в дальнейшем она снижается в среднем до 5,0...6,7 °С/ч.

К эксплуатационным факторам, оказывающим основное влияние на тепловое состояние шин, относятся: средняя за транспортный цикл радиальная нагрузка на шину; эксплуатационная скорость автосамосвала; температура окружающего воздуха; внутреннее давление воздуха в шине [2-5]. Как известно, ходимость шин при прочих равных условиях зависит от нагрузки и степени соответствия ей значения давления воздуха в шине.

Внутреннее давление и грузоподъемность шины взаимосвязаны. Чем больше нагрузки на шину, тем выше должно быть внутреннее давление, чтобы выдержать эту нагрузку. Хотя шины эксплуатируют в соответствии с данными в каталогах грузоподъемностью внутренним давлением воздуха, точное значение внутреннего давления должно определяться в каждом отдельном случае эксплуатации шины. Анализ стандартов и каталогов ведущих фирм, производящих пневматические шины, свидетельствует о том, что с увеличением нормы слойности повышают начальное внутреннее давление воздуха в шине. Из дальнейшего анализа было установлено, что величина внутреннего давления в шине для конкретной нагрузки у фирм, производящих шины, отличается. Видимо, они получены на основании расчетных и экспериментальных данных для конкретной конструкции шины и условий ее эксплуатации.

В качестве основных факторов, в наибольшей степени определяющих тепловое состояние крупногабаритных шин, выберем три: среднюю за транспортный цикл радиальную нагрузку на шину; эксплуатационную скорость автосамосвала; температуру окружающего воздуха. Эти фактора независимы, универсальны, количественны, имеют физический смысл и легко варьируются. Внутреннее давление в пневматической шине мы рассматривать не будем, так как это полностью управляемый фактор и в настоящее время контролируется при помощи системы контроля давления в пневматической шине «Pressure Pro», представленной на рисунке 2. При этом информация о давлении воздуха в каждой шине карьерного автосамосвала через глобальную навигационную спутниковую систему (ГЛОНАСС) поступает в диспетчерский пункт предприятия.

Особое внимание было уделено тепловому состоянию сдвоенных колес задней оси, так как работа шин сдвоенного колеса имеет свои особенности.

В результате статистической обработки экспериментальных данных получены регрессионные зависимости исследуемых процессов:

$$t_{\text{шз.о.}} = 31,7 + 0,6 \cdot t_{\text{ср}} + 0,148 \cdot Q_{\text{з.о.}} \cdot V_{\text{ср.э}}; \quad (1)$$

$$t_{\text{шп.о.}} = 26,5 + 0,6 \cdot t_{\text{ср}} + 0,172 \cdot Q_{\text{п.о.}} \cdot V_{\text{ср.э}}, \quad (2)$$

где: $t_{\text{шп.о.}}$, $t_{\text{шз.о.}}$ - температура шин соответственно передней и задней оси автосамосвала, °С;

$t_{\text{ср}}$ - средняя температура окружающего воздуха, °С;

$Q_{\text{п.о.}}$, $Q_{\text{з.о.}}$ - средняя эксплуатационная масса, приходящаяся на шины соответственно передней и задней оси автосамосвала, т;

$V_{\text{ср.э}}$ - средняя эксплуатационная скорость автосамосвала, км/ч.

Обработка экспериментальных данных проводилась с помощью программы Statistica 6.0. Погрешность оценки температуры пневматических шин по формулам (1) и (2) для автосамосвалов модели БелАЗ-75131 в летний период эксплуатации не превышает 5%. При этом средняя эксплуатационная масса, приходящаяся на шины передней и задней оси автосамос-

свала, определялась по методике, приведенной в работе [6].



Рисунок 2 – Система контроля давления воздуха в пневматической шине «Pressure Pro»

Полученные зависимости позволяют прогнозировать допустимые эксплуатационные скорости автосамосвала и вертикальные нагрузки на его шины исходя из критической температуры пневматической шины и температуры окружающего воздуха.

Литература

1. Истирание резин. / Г.И. Бродский, В.Ф. Евстратов, Н.Л. Сахновий, Л.Д. Слюдилов. М.: Химия, 1957. 240 с.
2. Кнороз В.И., Кленников Е.В. Шины и колеса. М.: Машиностроение, 1975. 184 с.
3. Гуслицер Р.Л., Глушкина Л.С. Зависимость температуры легковых шин от условий движения. // Каучук и резина. 1969. № 9. с. 43-45.
4. Мороз Т.Г. Исследование теплового состояния шин 155-13 для автомобилей «Жигули» ВАЗ-2101. Автореф. дис...канд. техн. наук. М., 1974. 27 с.
5. Глушкина Л.С. Исследование тепловых режимов работы автомобильных шин в дорожных условиях. Дис...канд. техн. наук. М., 1982. 204 с.
6. Горюнов С.В., Шарипов В.М. Определение эксплуатационных нагрузок на пневматические шины карьерных автосамосвалов. // Сборник трудов I Международной научно-практической конференции «Перспективы развития и безопасность автотранспортного комплекса». Томск: КузГТУ, 2011. с. 182-184.

Расчетно-экспериментальные исследования тормозных свойств автобуса

к.т.н. доц. Грошев А.М., Конилова Г.А., Костин С.Ю., Трусков Ю.П., к.т.н. доц. Тумасов А.В.
Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева (НГТУ)
8-905-19-20-576, anton.tumasov@gmail.com

Аннотация. Приведены результаты исследований тормозных свойств автобуса ПАЗ. Описаны подходы, использованные при проведении дорожных испытаний, а также компьютерного моделирования, имитирующего условия реальных испытаний. Представлен сравнительный анализ результатов, полученных при моделировании процесса торможения автобуса и в условиях дорожных испытаний.

Ключевые слова: тормозные свойства, автобус, моделирование, дорожные испытания, тормозной путь, замедление.

Проблеме повышения активной безопасности транспортных средств всегда уделяется большое внимание [1]. В последнее время наиболее актуальным становится вопрос применения и совершенствования интеллектуальных систем помощи водителю, позволяющих минимизировать последствия ошибок, допускаемых человеком в процессе управления транспорт-

ным средством. Наибольшее распространение и практическое внедрение получили системы электронного контроля устойчивости (ЭКУ) снижающие вероятность возникновения заносов и опрокидываний [2]. Проект новой редакции правил ЕЭК ООН №13 (Пересмотр 6 – Поправка 1) предусматривает регламентацию особых требований к транспортным средствам, оснащенным функцией обеспечения устойчивости транспортного средства (добавление 12, приложение 21). В соответствии с текстом документа, эффективность функции контроля траектории движения и/или устойчивости к опрокидыванию механических транспортных средств и прицепов категорий М, N и O может быть определена как в процессе дорожных испытаний, так и при помощи компьютерного моделирования. При этом аттестация применяемых средств моделирования должна быть проведена на основе сопоставлений результатов расчетов с данными реальных испытаний транспортного средства.

В настоящее время существует широкий спектр компьютерных программ, позволяющих имитировать различные условия движения автомобиля и воспроизводить алгоритмы работы интеллектуальных систем активной безопасности. Одной из таких программ является *SDK-Simulation*, используемая в практике научно-исследовательского центра компании Кнорр-Бремзе (Будапешт, Венгрия). Данная программа обладает значительным функционалом и обеспечивает высокоточное моделирование условий движения различных категорий транспортных средств [3].

В системах ЭКУ используется принцип автоматического управления тяговыми и тормозными моментами на колесах, таким образом, эффективность системы во многом зависит от эффективности тормозной системы. С точки зрения моделирования движения автомобиля и имитации работы системы ЭКУ важно в первую очередь обеспечить достоверное моделирование любых процессов торможения, в том числе и без воздействия интеллектуальной системы. Таким образом, обоснование возможности применения тех или иных средств моделирования для оценки эффективности ЭКУ должно включать в себя сопоставление различных вариантов расчетов и экспериментов, имитирующих возможные дорожные ситуации: торможение, смену полосы движения, вход в поворот.

В данной статье представлены результаты сравнительного анализа результатов моделирования торможения автобуса, полученных с использованием программы *SDK-Simulation*, с данными дорожных испытаний. Исследования выполнены сотрудниками Автомобильного института НГТУ при поддержке Испытательной лаборатории НГТУ. Объектом исследования являлся автобус ПАЗ-4234-05 (рисунок 1). Дорожные испытания проводились на автополигоне ГАЗ. Работа выполнена в рамках поисковой НИР, финансируемой из средств Федеральной целевой программы Министерства образования и науки РФ «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России» на 2009-2013 гг.».



Рисунок 1 – Автобус ПАЗ-4234-05

Для определения параметров движения автобуса использовалась современная измерительная система *RaceLogic VB20SL3 20Hz GPS Data Logger With Slip, Pitch and Roll Angle*. Принцип работы системы основан на использовании *GPS* технологий.

На крышу автомобиля устанавливаются магнитные антенны (рисунок 2), которые обес-

печивают связь со спутником и позволяют зафиксировать скорость транспортного средства, ускорение (по 2-м осям), траекторию движения, угол крена и угловую скорость поворота (рисунок 3).



Рисунок 2 – Измерительный комплекс RaceLogic: а – блок сбора данных системы RaceLogic; б – схема установки антенн на крыше автобуса

На рисунке 3 показаны фрагменты экспериментальных и расчетных исследований.

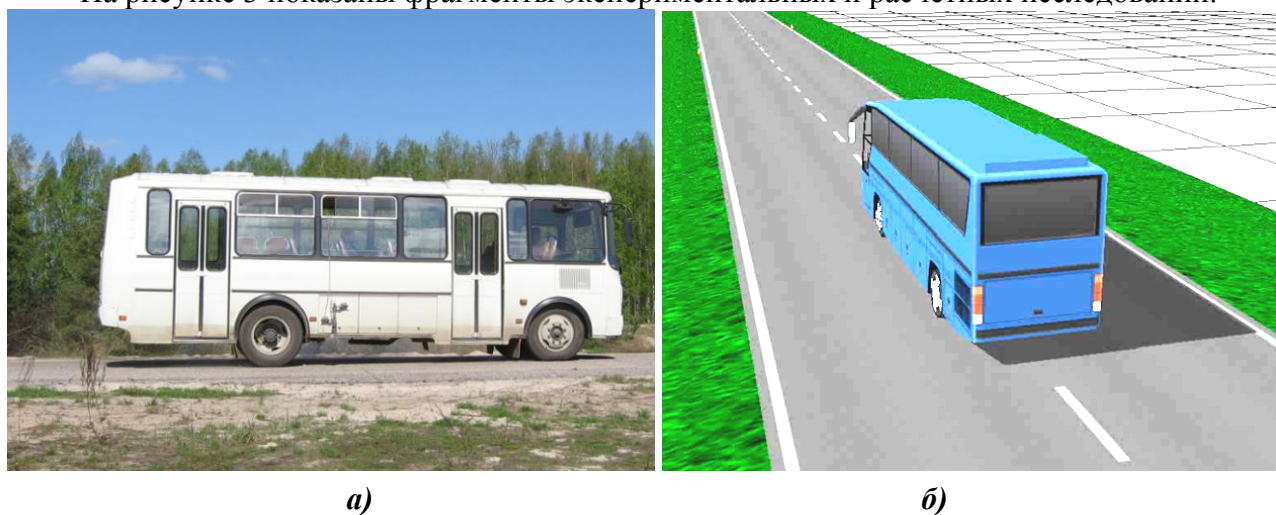


Рисунок 3 – Исследование процесса торможения: а – дорожные испытания; б – компьютерное моделирование

В таблице 1 приведены значения тормозного пути для разных начальных скоростей торможения.

Таблица 1

Значения тормозного пути для различных начальных скоростей торможения

Начальная скорость торможения v_0 , км/ч	Тормозной путь, м		Расхождение, %
	Испытания	Моделирование	
40	13,77	12,12	11,96
50	18,65	18,01	3,43
60	27,93	25,25	9,59

На рисунках 4-6 показаны графики изменения продольного замедления автобуса при торможении. Сплошными линиями показаны данные, зафиксированные в ходе натруных испытаний, пунктирными – данные компьютерного моделирования.

Анализ данных показывает, что результаты экспериментальных исследований и компьютерного моделирования имеют хорошую сходимость. Расхождение по значениям тормозного пути не превышают 3...12%. Кривые изменения замедления в процессе торможения, полученные при расчете, полностью повторяют кривые, построенные по данным дорожных испытаний.



Рисунок 4 – Графики изменения замедления при торможении со скорости 40 км/ч



Рисунок 5 – Графики изменения замедления при торможении со скорости 50 км/ч

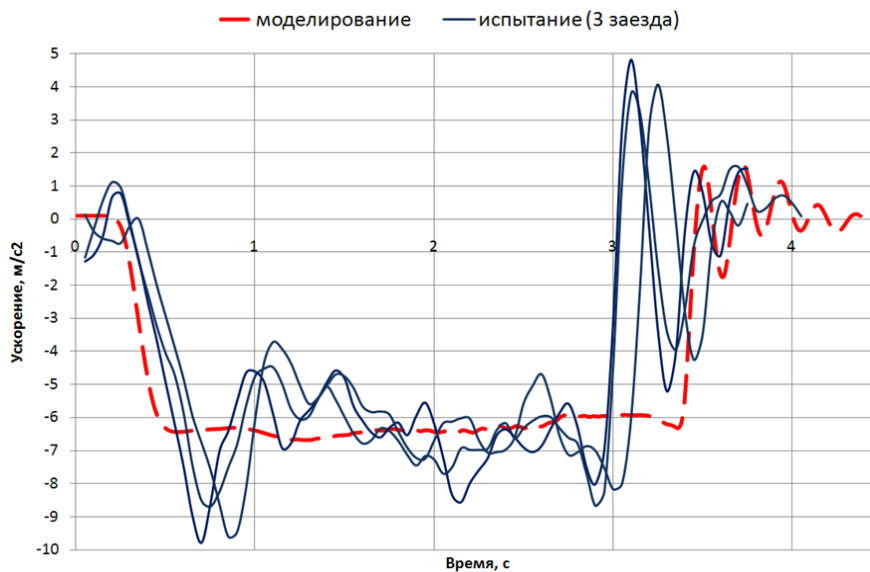


Рисунок 6 – Графики изменения замедления при торможении со скорости 60 км/ч

На рисунке 7 показаны графики изменения скорости автобуса при торможении, полу-

ченные в ходе дорожных испытаний и при моделировании. Следует отметить, что виртуальная модель имеет лучшие показатели тормозных свойств, чем реальное транспортное средство. Это объясняется тем, что в модель заложен идеальный алгоритм работы тормозной системы и электронного блока антиблокировочной системы (АБС). Реальная тормозная система и ее компоненты имеют целый ряд особенностей, которые достаточно сложно воспроизвести в компьютерной модели. В этой связи целесообразным является расширение возможностей компьютерного моделирования путем перехода к комплексному имитационному моделированию, в котором можно было бы симитировать не только условия движения транспортного средства, но и реальные процессы, происходящие в автокомпонентах. Наиболее перспективным является использование программно-аппаратного комплекса (ПАК), включающего в себя реальные компоненты автомобиля, специальный измерительный комплекс, современное программное обеспечение. Такой подход позволяет моделировать поведение транспортных средств с учетом особенностей работы реальных агрегатов и блоков управления [4].

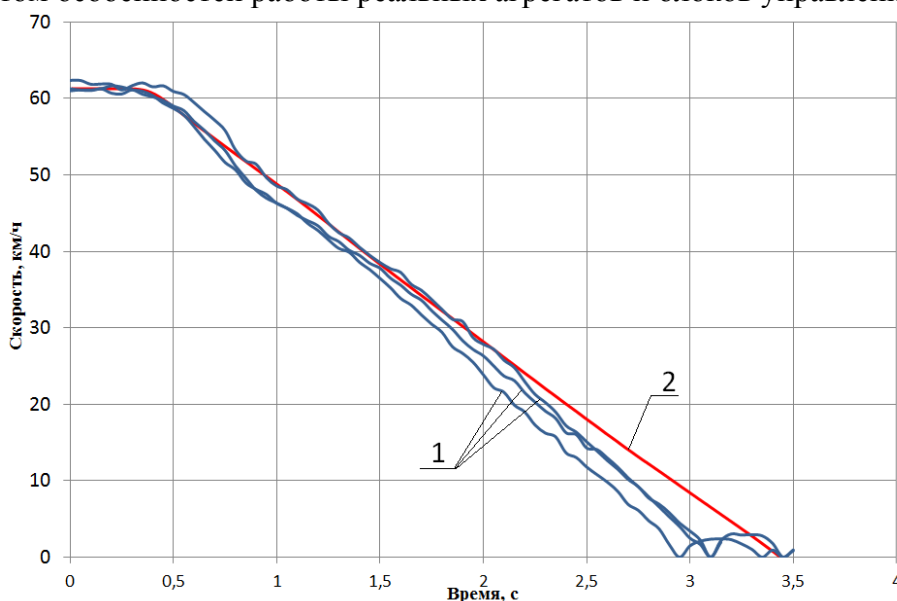


Рисунок 7 – Графики изменения скорости движения автобуса: 1 – результаты дорожных испытаний; 2 – данные компьютерного моделирования

По результатам исследования можно сделать следующие выводы:

1. Разработана имитационная модель автобуса ПАЗ 4234-05 в программном комплексе *SDK-Simulation*, учитывающая основные параметры конструкции транспортного средства.
2. Сравнение результатов компьютерного моделирования и дорожных испытаний показало хорошую сходимость. Расхождение значений тормозного пути при разных начальных скоростях торможения не превышает 3...12%.
3. Разработанная имитационная модель автобуса и результаты исследований могут быть использованы при разработке методики оценки свойств активной безопасности транспортных средств по результатам имитационного моделирования, которая имеет важное практическое значение на этапах проектирования и доводки автомобилей.
4. Для повышения точности имитационного моделирования необходимо использование программно-аппаратного комплекса, обеспечивающего физическое моделирование работы тормозной системы транспортного средства.

Литература

1. Бахмутов С.В. Совершенствование метода интегральных силовых диаграмм для оценки управляемости и устойчивости автомобиля. / С.В. Бахмутов, А.А. Ахмедов, А.Б. Орлов // Известия МГТУ «МАМИ». 2011, № 1(11), с. 22-26.
2. Грошев А.М. Применение электронных систем курсовой устойчивости на коммерческом транспорте российского производства. / А.М. Грошев, А.В. Тумасов, Л. Палкович // Журнал ААИ. 2010, № 1, с. 34-37.

3. Тумасов А.В. Исследование свойств активной безопасности транспортных средств методом имитационного моделирования. / А.В. Тумасов, А.М. Грошев, В.Г. Дыгало и др. // Журнал ААИ. 2011, № 2, с. 34-37.
4. Никольский В.А. Применение программно-аппаратных комплексов для оценки тормозных свойств транспортных средств по результатам имитационного моделирования. / В.А. Никольский, А.В. Тумасов, А.М. Грошев, В.В. Михайлов // Труды НГТУ. 2011, № 3(88), с. 114–118.

Анализ конструкции автомобильного генератора возвратно-поступательного движения

Духанин В.И., к.т.н. доц. Кецарис А.А.
Университет машиностроения, МЗСА

8 (495) 223-05-23, don. 1312, ketsaris@mail.ru, 8 (499) 168-87-29, vidwork@mail.ru

Аннотация. В настоящей статье рассматривается автомобильный генератор возвратно-поступательного движения со свободным поршнем, являющийся интегральным устройством, преобразующим механическую энергию возвратно-поступательного движения поршня двигателя внутреннего сгорания (ДВС) в электрическую энергию для использования в качестве бортового источника питания гибридных транспортных средств. Рассматриваются преимущества этого способа преобразования тепловой энергии в электрическую энергию и проблемы проектирования. Сформулированы требования к линейному электрогенератору со свободным поршнем. Дан краткий обзор разработок линейных электрогенераторов.

Ключевые слова: линейный электрический генератор, двигатель со свободным поршнем, линейная синхронная электрическая машина с постоянными магнитами

Введение

Генератор возвратно-поступательного движения, или линейный электрогенератор со свободным поршнем (ЛГСП), является относительно новым видом устройств, вырабатывающих электроэнергию и представляет интерес как перспективная концепция энергоустановки для гибридного транспорта, а также для передвижных и стационарных электрических энергоустановок. Появление ЛГСП объясняется поиском оптимального промежуточного звена между классическими ДВС и «чистой» электротягой. В настоящее время эту нишу интенсивно заполняет гибридный электротранспорт. Использование в гибридных схемах мало-размерного ДВС, механической трансмиссии, отдельного генератора, несмотря на выбор наиболее выгодных параметров системы, является громоздким, дорогим и трудно оптимизируемым решением преобразования тепловой энергии сгорания топлива в электрическую энергию. Вместо этого предлагается использование на борту транспортного средства интегрированной силовой установки, состоящей из двигателя внутреннего сгорания со свободным поршнем и линейного электрического генератора.

Рассматривать ЛГСП в качестве реального альтернативного решения для бортовых источников энергии транспортных средств стало возможным благодаря ряду важных технических событий, произошедших за последние 15-20 лет, среди которых можно назвать:

- развитие силовой электроники на основе мощных IGBT транзисторов;
- разработка углубленных методов управления электрическими машинами на основе сложных математических моделей (векторное управление);
- появление схемотехнической, элементной и программной базы для управления и оптимизации быстропротекающих процессов в режиме реального времени, характерных для двигателей внутреннего сгорания;
- проведение газодинамических исследований в области оптимизации сгорания топлива в ДВС (режим сгорания гомогенной топливной смеси с зажиганием от сжатия, HCCI-

Homogeneous charge compression ignition).

С другой стороны, в сфере транспортной энергетической политики усилилась устойчивая тенденция к ужесточению экологических требований к энергетическим устройствам. Все это заставляет по-новому взглянуть на ЛГСП как на перспективную энергетическую установку 21 века.

Линейный генератор со свободным поршнем является интегрированной конструкцией двух- или четырехтактного двигателя внутреннего сгорания с линейным электрическим генератором. Схематический вид ЛГСП показан на рисунке 1.

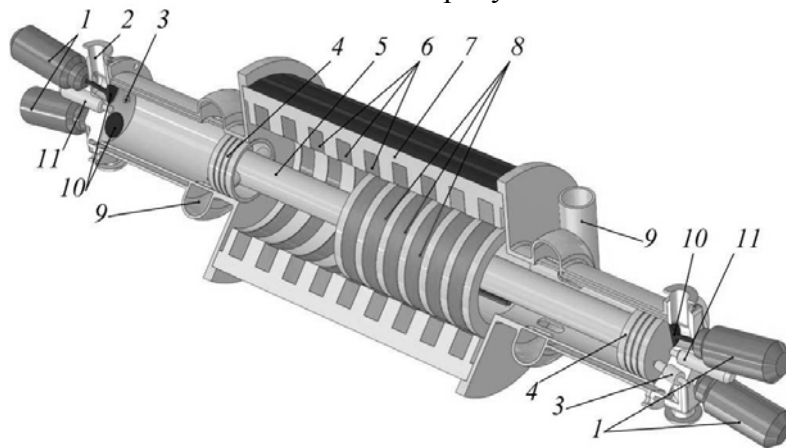


Рисунок 1 – Линейный генератор со свободным поршнем:

- 1 – электропривод клапана; 2 – выпускное отверстие; 3 – свеча зажигания;
4 – поршень; 5 – шток; 6 - катушки статора; 7 - магнитопровод статора;
8 - постоянные магниты; 9 – впускной патрубок; 10 – клапан; 11 – инжектор**

Двухцилиндровый двигатель оппозитной схемы имеет поршневую группу, состоящую из двух поршней, соединенных жестким штоком. Циклически повторяющееся давление газов в процессе сгорания топлива сообщает поршневой группе возвратно-поступательное движение. В плоскости симметрии штока между поршнями на штоке закреплена подвижная магнитная система. Подвижная магнитная система размещается внутри конструкции статора с системой обмоток. При возвратно-поступательном движении штока с закрепленным на нем магнитной системой внутри статора и взаимодействия их магнитных полей происходит возникновение электродвижущей силы в обмотках статора. В сущности это и есть принцип действия генератора со свободным поршнем, производящим электроэнергию непосредственно из линейного движения поршня без промежуточных механических звеньев. Кроме того, электрическая машина, работая в режиме двигателя, обеспечивает старт двигателя внутреннего сгорания. Электронная система управления должна осуществлять контроль движения поршней для обеспечения оптимального термодинамического цикла, а также позиционирование поршней, предотвращая их соударение с головками цилиндров.

Преимущества этого принципа преобразования энергии:

- уменьшение числа движущихся деталей за счет исключения коленчато-шатунного механизма до одного поршневого узла;
- повышение жесткости и механической надежности конструкции двигателя;
- повышение ресурса и механического КПД двигателя вследствие отсутствия шатунов, что приводит к исключению действия боковых сил, действующих на зеркало цилиндра, и уменьшению трения в цилиндропоршневой группе;
- исключение стартера для запуска ДВС, так как электрический генератор может работать и как линейный электродвигатель;
- возможность динамического изменения степени сжатия в каждом такте не механическими способами, а установкой параметров электронной системы управления;
- возможность работы с различными видами топлива (бензин, природный газ, водород, биогаз, биотопливо) посредством электронной настройки системы управления;

- реализация оптимальных режимов сгорания топлива, в том числе и гомогенного воспламенения бедных смесей (режим сгорания HCCI – Homogeneous Charge Compression Ignition) – потенциал для снижения вредных выбросов;
- снижение расходов на производство.

Обзор разработок и прототипов

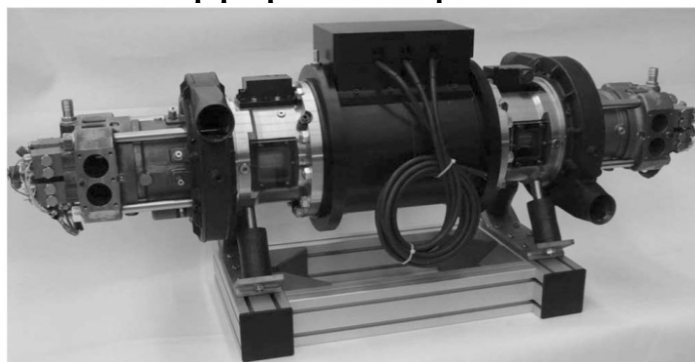


Рисунок 2 – Прототип генератора FPEC [1]

В группе исследований, закончившихся созданием опытных работающих устройств и прототипов серийных образцов, прежде всего следует выделить европейский проект [1] для исследования электрического генератора со свободным поршнем FPEC (Free Piston Energy Converter) (рисунок 2). На этот проект Европейским Сообществом в 2002 г. был выделен грант стоимостью 3,8 млн. евро на три года, в котором приняли участие ведущие европейские компании и исследовательские институты:

- | | |
|--|-------------------|
| ○ AB Volvo Corporation | – Швеция; |
| ○ Noax V.V. | – Нидерланды; |
| ○ Институт топлива Франции | – Франция; |
| ○ ABB AB | – Швеция; |
| ○ Innas B.V. | – Нидерланды; |
| ○ Университет технологии Чалмерса | – Швеция; |
| ○ Королевская высшая техническая школа | – Швеция; |
| ○ Университет Шеффилда | – Великобритания. |

Задачами проекта были:

- разработка чистой и энергетически эффективной технологии для транспортных силовых установок, основанной на принципе электрического генератора с двигателем внутреннего сгорания со свободным поршнем;
- реализация режима воспламенения от сжатия бедных топливных смесей HCCI;
- реализация дизельного цикла;
- разработка испытательной установки мощностью 25 кВт для демонстрации технологии FPEC с удельной мощностью не менее 0,6 кВт/кг, удовлетворяющей требованиям к выбросам транспортных двигателей Euro V.

Разработка проекта сопровождалась достаточным количеством опубликованных научных работ [2, 3].

В США исследования в этой области проводятся рядом компаний и исследовательских организаций.

В национальной лаборатории Сандиа, Ливермор уже более десяти лет проводится программа исследований Free-Piston Engine под руководством П.В.Бларигана (P.V.Blarigan) и объявлено о создании прототипа генератора мощностью 15 кВт [4, 5].

Компанией Sunpower (США, штат Огайо, Афины) разработан ряд линейных генераторов с двигателем Стирлинга для NASA и министерства обороны. Диапазон электрических мощностей моделей генераторов 40-1000 Вт [6].

Отделением электрического оборудования университета Западной Вирджинии разработан и испытан генератор со свободным поршнем мощностью 500 Вт. Использовалось два оппозитных цилиндра с электроискровым зажиганием. Постоянные магниты были установлены

на подвижной поршневой группе, а катушки размещены в пазах сердечника статора. Была поставлена цель исследования использования процесса НССИ и повышения диапазона мощности устройства [7].

Австралийская компания Rempek Systems начала в феврале 2001 г. проект энергетического модуля на основе ДВС и в 2004 г. создала прототип модуля с ДВС искрового зажигания с оригинальной запатентованной системой газообмена. В настоящее время фирма анонсирует энергетический модуль для грузового транспортного средства с электрической мощностью 100 кВт [8], [9].

Экспериментальные энергетические установки создаются на базе университетов и научных центров. В университете Ригины (США) был разработан генератор с линейным ДВС, конструкция которого имела как один, так и два цилиндра. Электрическая выходная мощность достигала 1000 Вт. Применялся коммерчески производимый линейный генератор, который также служил и мотором.

Исследовательская группа факультета электрического оборудования чешского технического университета г. Прага в составе П. Немечек, О. Высоки и др. исследовала систему управления двухтактным двигателем со свободным поршнем на реальной действующей лабораторной установке. Была разработана схема управления системой двигатель-генератор, исследованы законы управления, получены экспериментальные результаты [10].

В Аэрокосмическом центре Германии, в Институте концепций транспорта, группа под руководством Ф.Риндеркнехта создала экспериментальную установку с одноцилиндровым двигателем и пневматической отбойной камерой в качестве энергоаккумулятора энергии поршня.

Экспериментальные работы проводятся в Малайзии, Южной Корее, Китае.

Следует заметить, в научно-методическом отношении исследования в этой области стали мощным стимулом появления целого направления научных и теоретических работ по теории линейных электрических машин, методов их расчета, систем управления.

Технические требования к линейной электрической машине.

Как и для проектирования любого технического устройства, для нахождения оптимального конструктивного решения необходимо задать исходные технические требования к электрической машине. Первичным источником механической энергии для электрической машины является линейный двигатель внутреннего сгорания, поэтому для определения интервалов изменений исходных кинематических и динамических параметров генератора был рассмотрен ряд серийных ДВС отечественного легкового и грузового транспорта. Принимая для упрощения анализа, что кинематические параметры движения поршня изменяются по синусоидальному закону, получаем диапазоны изменения параметров, приведенные в таблице 1.

Таблица 1

Наименование параметра	Единица измерения	Величина
Мощность на один цилиндр	кВт	11,4 – 32,5 (легковые – грузовые)
Частота колебаний поршня	Гц	34 – 94 (дизель – эл. зажигание)
Средняя сила	кН	5,18 – 12,5
Максимальная скорость	м/с	27,7 – 47 (дизель – эл. зажигание)
Максимальное ускорение	G (9,81 м/с ²)	652 – 2609

Необходимо отметить высокие значения знакопеременной инерционной нагрузки, действующей на подвижный элемент, так как он, в сущности, исполняет роль шатуна в обычном ДВС. Однако по сравнению с шатуном инерционную нагрузку на подвижный элемент можно считать строго осевой, что несколько ослабляет требования к устойчивости и прочности его конструкции. Знакопеременные нагрузки будут действовать и на все элементы магнитных

цепей, образуемых в процессе движения подвижного элемента. В связи с этим следует обратить внимание на требования к клеевому и механическому креплениям постоянных магнитов в случае их установки на подвижном элементе, а также и на распределение нагрузок в самом материале постоянных магнитов, который достаточно хрупок.

На конструкцию подвижного элемента воздействуют два типа тепловых потоков:

- 1) тепловой поток со стороны поршня от сгорания топлива в камере сгорания;
- 2) внутренние распределенные тепловые потоки от вихревых токов.

Для уменьшения воздействия тепловых потоков первой группы необходимо предусмотреть конструктивные решения: теплоизоляция между корпусом поршня и подвижным элементом, уменьшение эффективной площади теплопередачи, применение низкотеплопроводных конструкционных материалов, а для тепловых потоков второй группы – рассеечение путей вихревых токов (шихтование), применение конструкционных материалов с низкой электропроводностью (порошковые магнитные материалы).

Колебательное движение подвижного элемента можно в некотором приближении описать, рассматривая механическую систему, состоящую из массы, газовой пружины, импульсной внешней силы (процесс сгорания), тормозящей силы (воздействие генератора). Система будет иметь собственную частоту колебаний, зависящую от массы подвижного элемента. Для повышения удельных энергетических характеристик линейного генератора необходимо стремиться к увеличению скорости движения подвижного механизма относительно магнитной системы статора, то есть – частоты колебаний подвижного элемента, а следовательно, и собственной частоты колебаний механической системы. Поэтому следует уменьшать массу подвижного элемента.

Критические факторы для эффективности линейной электрической машины:

- Собственная частота поршневой конструкции значительно ниже, чем частота вращающегося двигателя, что приводит к снижению удельной мощности по отношению к объему активного материала машины.
- Всегда имеются части статора или подвижного элемента линейной машины, которые неактивны. Это приводит к снижению удельной мощности. Для рационального использования активного материала длина статора либо транслятора должна быть равна длине рабочего хода, а другой должен больше на величину длины рабочего хода.
- Имеются разрывности магнитных полей как в статоре, так и в подвижном элементе (в виде краевых эффектов), которые понижают производительность переноса энергии от краевых зон.
- Имеются высокие требования к конструкции магнитопровода (например, требование полного замыкания магнитного потока полюсов на краевых полюсах), что снижает удельную производительность.
- Масса подвижной конструкции ограничена, что существенно ограничивает количество доступного активного материала в подвижной конструкции, величину доступной области активного воздушного зазора и может служить ограничением мощности машины при заданных габаритах.
- Зависимость скорости от времени является пульсирующей и прерывной. Это ухудшает производительность машины по сравнению со случаем постоянной скорости машины.

Для обеспечения старта двигателя внутреннего сгорания, а также при использовании четырехтактного цикла ДВС электрическая машина должна иметь возможность работы в двигательном режиме. Переключение режимов должно осуществляться динамически в процессе работы.

Типы электрических машин

Одним из главных вопросов проектирования генератора со свободным поршнем является выбор типа и конструкции электрической машины. Выбор должен производиться не только с учетом параметров производительности самой машины, но и с учетом оптимизации таких параметров энергоустановки транспортного средства в целом, как эффективность, высокая удельная мощность, конкурентоспособность с другими решениями гибридного

транспорта.

Требование отсутствия механических узлов, обслуживаемых в процессе работы, таких как механический коммутатор и щеточные узлы, исключают из рассмотрения щеточные машины постоянного тока, обладающие к тому же большей стоимостью и увеличенными габаритами по сравнению с машинами переменного тока. Следовательно, электрическая машина должна быть бесконтактной.

Линейные асинхронные машины, перспективные в качестве тяговых двигателей для транспорта на магнитной подушке, также не рассматриваются по причине невысокой удельной мощности машины в расчете на рабочий объем электрической машины.

Исходные параметры электрической машины приведены в таблице 2.

Конструктивно линейный генератор может быть выполнен в виде:

- плоской односторонней машины;
- плоской двухсторонней машины;
- цилиндрической машины;
- машины сложной геометрии.

Плоские машины вследствие поперечного краевого эффекта имеют рассеивание магнитных потоков, приводящее к снижению производительности этих машин, к тому же их форма вызывает затруднение для компоновки в моторном отсеке транспортного средства. Однако они могут быть удобны для лабораторных и экспериментальных исследований прототипов силовых установок, поскольку рядом фирм налажено их серийное производство.

В качестве прототипа была выбрана синхронная цилиндрическая электрическая машина с возбуждением от постоянных редкоземельных магнитов.

Таблица 2

Наименование параметра	Ед. изм.	Величина
Рабочий ход	мм	100
Частота	Гц	30
Мощность генератора (механическая),	кВт	50
Количество фаз машины		3
Магнитный поток в магнитопроводе, не менее	Т	1,4
Потери на трение	%	5
Плотность тока в обмотке	А/мм ²	6,5
Максимальная длина машины	мм	500
Тип магнитов		NdFeB
КПД		0,9
Коэффициент мощности,	cos(φ)	0,8
Удельная мощность, не менее	кВт/кг	1,0

Синхронная цилиндрическая машина с постоянными магнитами

В работе [11] проведен анализ устройства статорных обмоток с различной комбинацией фаз и продольных размеров постоянных магнитов. Был выбран вариант обмотки с одним пазом на полюс, парой на фазу. Исходя из аналитической модели цилиндрической машины с кольцевыми постоянными магнитами из NdFeB, была проведена оптимизация геометрических параметров магнитной системы с учетом потерь в преобразователе.

Таблица 3

Радиус магнитов	R_m	мм	46,8
Толщина магнитов	h_m	мм	5
Воздушный зазор	G	мм	1
Наружный радиус статора	R_e	мм	100
Шаг магнитов	τ_m	мм	27,6
Шаг полюсов	τ_p	мм	27,6

Показано, что для расчетной модели машины постоянной выходной мощности 44 кВт

существуют оптимальные отношения $R_m/R_e = 0,54$ и $\phi_p/R_e = 0,38$, которые приводят к максимальному КПД машины 0,942. Однако фактор мощности при этих значениях 0,73, что потребовало рассмотрения оптимизации с учетом потерь в преобразователе. При учете этого оптимум происходил при параметрах $R_m/R_e = 0,64$ и $\phi_p/R_e = 0,26$, при котором КПД системы привода 0,9.

Цилиндрическая трехфазная машина с постоянными магнитами, имеющая 9 пазов и 10 полюсов, оборудована модульными статорными обмотками, которые расположены рядом друг с другом, как показано на рисунке 3. Особенностью конструкции является подвижная магнитная система, использующая намагниченные магниты в виде квази-Halbach-структуры. Каждый полюс составлен из комбинации двух кольцевых магнитов, один из которых имеет радиальную намагниченность, а другой – аксиальную намагниченность. При этом получается синусоидально распределенный магнитный поток в воздушном зазоре. Особенность квази-Halbach намагниченности состоит в том, что осевые намагниченные магниты предоставляют обратный путь для потока в воздушном зазоре, и, следовательно, поток во внутренней отверстии арматуры относительно мал. Таким образом, постоянные магниты могут устанавливаться на немагнитной несущей трубе с высокой прочностью без большого снижения осевой несущей способности, вследствие чего значительно снижается масса подвижной конструкции, которая существенна для достижения высокой выходной мощности линейного генератора.

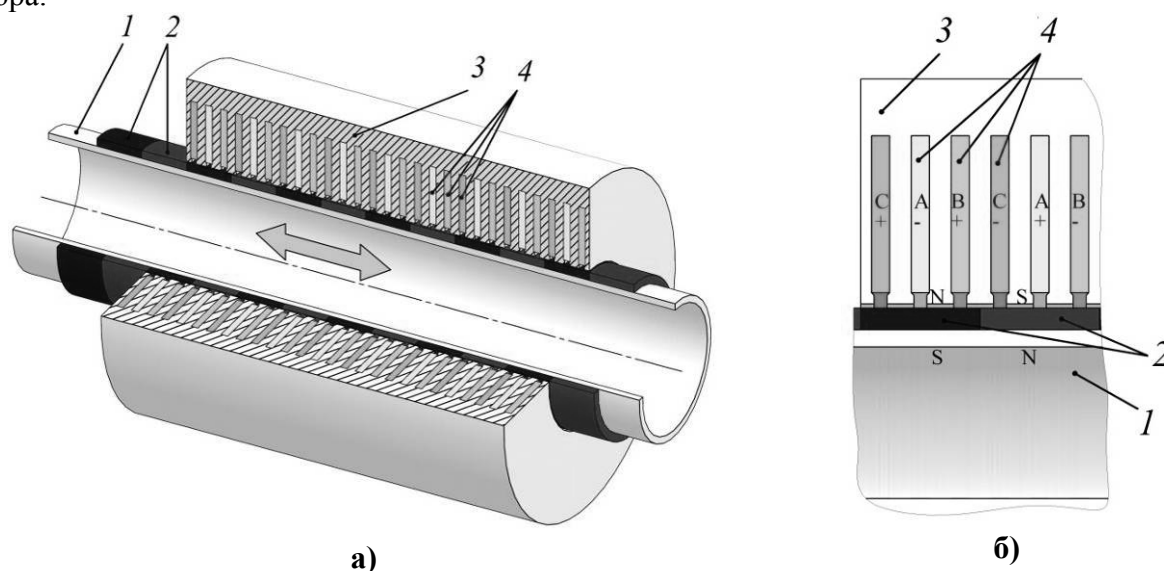


Рисунок 3 – Схема линейной электрической машины: а) общий вид машины: 1 – несущая труба (титан); 2 – кольцевые постоянные магниты; 3 – ярмо статора; 4 – фазные обмотки; б) схема чередования фаз [11]

Как и в конструкции машины, рассматриваемой выше, исследовалось влияние конструктивных параметров R_m/R_e и τ_p/R_e на производительность машины и системы в целом, включая преобразователь. Показано, что при фиксированной при расчетах мощности 44 кВт КПД системы составляет 0,9.

Заключение

Как было показано в кратком обзоре, задача создания силовой установки в составе линейного генератора и двигателя внутреннего сгорания со свободным поршнем представляет собой сложную техническую задачу, решение которой лежит на стыке физики процесса сгорания топлива, теории систем управления быстропротекающими процессами в реальном времени, быстродействующей силовой электроники и техники линейных электроприводов. Все эти технологии можно считать на сегодняшний день достаточно глубоко разработанными и вопрос в разумном синтезе систем.

Синхронная электрическая машина с возбуждением от постоянных магнитов в качестве

линейного генератора может рассматриваться как перспективная электрическая машина.

Литература

1. Land transport and marine technologies. "RTD activities supported under the Growth Programme (p.20, FPEC)", 2002.
2. Arshad W.M., Sadarangani C., Bäckström T., Thelin P. Finding an Appropriate Electrical Machine for a Free Piston Generator. Department of Electrical Engineering KTH, the Royal Institute of Technology, Stockholm, SWEDEN, 2002.
3. Liu Y., Leksell M., Arshad W.M., Thelin P. Influence of Speed and Current Profiles upon Converter Dimensioning and Electrical Machine Performance in a Free-Piston Generator. Department of Electrical Engineering KTH, the Royal Institute of Technology, Stockholm, SWEDEN, 2003.
4. Blarigan P.V. Advanced internal combustion electrical generator. Proceedings of the 2001 DOE Hydrogen Program Review, 2001.
5. Blarigan P.V. Project Free-Piston Engine. 2011 DOE Vehicle Technologies Program Annual Merit Review, 2011.
6. www.sunpower.com
7. Atkinson C.M. and all Numerical Simulation of a Two-Stroke Linear Engine-Alternator Combination. SAE TECHNICAL PAPER SERIES, March, 1999.
8. Carter D., Wechner E. The Free Piston Power Pack: Sustainable Power for Hybrid The Free Piston Power Pack: Sustainable Power for Hybrid. Pempek Systems Pty. Ltd., Australia, 2003.
9. www.freepistonpower.com
10. Němeček O.V.P. Control of two-stroke free-piston generator. Faculty of Electrical Engineering, Czech Technical University Prague, Czech Republic, 2007.
11. Wang J., Howe D. Design Optimization of Radially Magnetized, Iron-Cored, Tubular Permanent-Magnet Iron-Cored, Tubular Permanent-Magnet. IEEE Transactions on magnetic, Vol.40, No.5, September 2004

Анализ рабочего процесса линейного генератора с возвратно-поступательным движением

Духанин В.И., к.т.н. доц. Кецарис А.А.

Университет машиностроения, МЗСА

8 (495) 223-05-23, доп. 1312, ketsaris@mail.ru, 8 (499) 168-87-29, vidwork@mail.ru

Аннотация. В настоящей статье рассматривается интегральная силовая установка, состоящая из двигателя внутреннего сгорания со свободным поршнем и линейной электрической индукторной машины с возбуждением от постоянных магнитов на статоре. Исследуется генераторный режим работы линейной электрической индукторной машины. Сравниваются две системы расположения постоянных магнитов. Приводятся данные расчетов рабочих характеристик линейной электрической машины.

Ключевые слова: линейный электрический генератор, линейная синхронная электрическая машина с постоянными магнитами.

Введение

Интегральная силовая установка, состоящая из двигателя внутреннего сгорания со свободным поршнем и линейной электрической машины, рассматривается в настоящее время в качестве альтернативного бортового источника энергии для гибридных транспортных средств, а также как мобильный источник электроэнергии. Особенностью этого устройства является отсутствие жесткой механической связи в виде коленчатого вала, определяющей конструктивно заданную степень сжатия и параметры протекания термодинамического процесса сгорания топлива. Эти параметры определяются динамическим равновесием сил давления, действующих на поршни, сил трения, силы инерции и электродинамических сил, возникающих в линейной электрической машине вследствие индуцирования электрических то-

ков.

Экспериментальная установка для исследования линейной электрической машины спроектирована в двух исполнениях, показанных на рисунках 1 и 2.

На рисунке 1 показан общий вид экспериментальной установки, предназначенной для исследования линейной электрической машины с приводом от стороннего первичного механического силового привода (асинхронного двигателя с кривошипным преобразователем). Это исследование предполагается провести на первом этапе.

На рисунке 2 изображена экспериментальная силовая установка вместе с линейным двухтактным двигателем внутреннего сгорания. Шток соединяет поршни, двигающиеся в цилиндрах оппозитного двигателя внутреннего сгорания. На блоках цилиндров установлены головки цилиндров с клапанными механизмами, свечами зажигания и инжекторами топлива. На штоке жестко закреплен подвижный элемент электрической машины,двигающийся возвратно-поступательно в кольцевой проточке статора электрической машины.

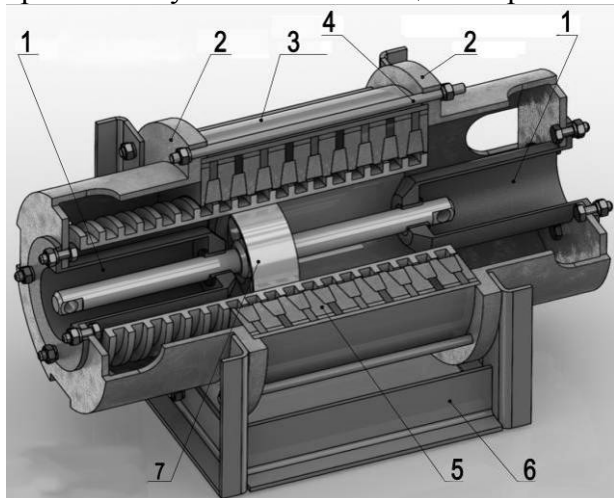


Рисунок 1 – Общий вид экспериментальной линейной электрической машины: 1- стакан направляющий; 2 – фланец; 3- кожух; 4 – шпилька; 5 – статор; 6 – опорный каркас; 7 – подвижный элемент

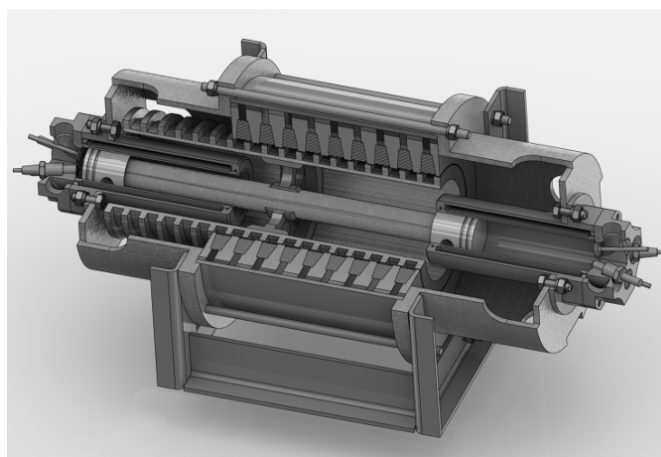


Рисунок 2 – Общий вид ГСП

Выбор конструкции

В литературе по линейным электрическим генераторам рассматриваются в основном конструкции электрических машин с возбуждением от постоянных магнитов, закрепленных на подвижном элементе, что объясняется необходимостью создания достаточного большого магнитного потока в воздушном зазоре [1]. При этом встречаются магнитные системы с постоянными магнитами кольцевой формы радиальной или осевой чередующейся намагниченностью, а также магнитные системы с неосесимметричным типом магнитных полей. Последние магнитные системы, используемые в машинах с поперечным магнитным полем, требуют исследования трехмерных магнитных полей и потоков, что требует разработки новых аналитических методов и больших затрат вычислительного времени при расчете численными методами.

При размещении постоянных магнитов на подвижном элементе требуется учитывать воздействие как тепловых потоков от двигателя внутреннего сгорания, снижающих магнитную индукцию магнитов, так и вибрационное воздействие на хрупкий материал магнитов. Кроме того, как правило, за пределами рассмотрения оказываются механические или другие способы закрепления системы постоянных магнитов на подвижном элементе.

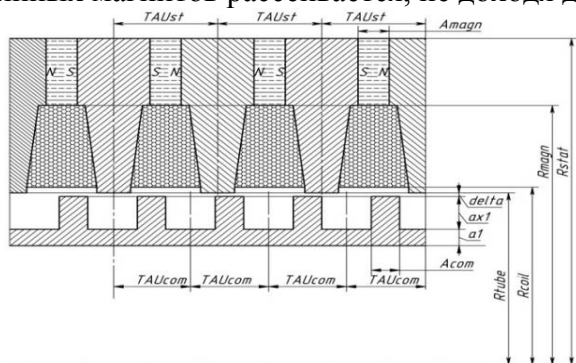
В связи с этим в настоящей статье рассматривается линейная индукторная электрическая машина с возбуждением от системы кольцевых постоянных магнитов, размещенных на наружной поверхности статора, и подвижным элементом, выполненным в виде трубы с коль-

цевыми выступами из магнитомягкого материала. Поскольку в индукторных машинах магнитная индукция в каждой точке воздушного рабочего зазора меняется только по величине, а ее направление остается постоянным, то индукция в зазоре имеет пульсирующий характер и содержит переменную (рабочую) и постоянную (нерабочую) составляющие [2].

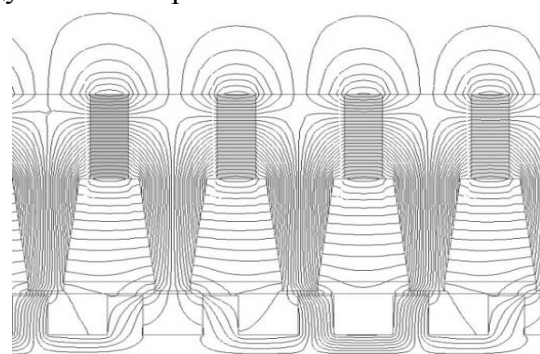
Достоинствами индукторных машин являются простота конструкции подвижного элемента, высокая надежность, работоспособность в сложных окружающих условиях, удаленность постоянных магнитов от источников тепловых потоков двигателя внутреннего сгорания, возможность организации естественного или принудительного охлаждения постоянных магнитов [3, 4].

При выборе системы магнитов возбуждения сначала была выбрана конструкция, состоящая из последовательности кольцевых магнитов чередующейся осевой намагниченности и кольцевых магнитопроводов, располагаемых между ними, показанная на рисунке 3а.

В результате расчетов методом конечных элементов была получена диаграмма распределения магнитных потоков (рисунок 3 б), откуда видно, что до 25% магнитных потоков постоянных магнитов рассеивается, не доходя до воздушного зазора.



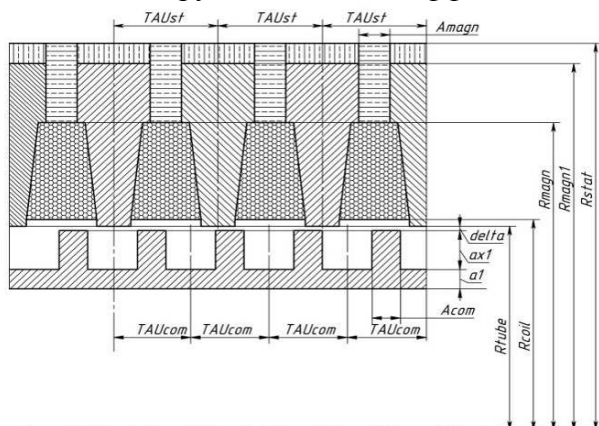
а) схема машины с кольцевыми магнитами



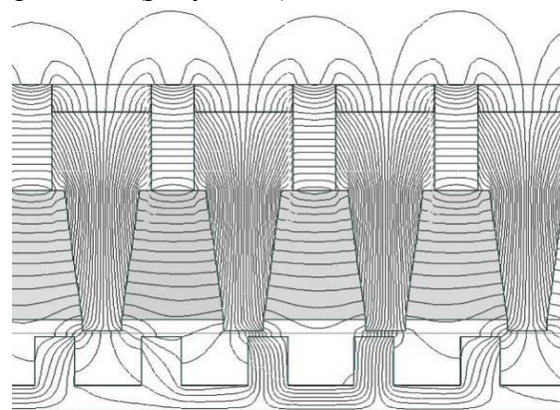
б) линии магнитных потоков

Рисунок 3

Для более полного использования магнитного потока постоянных магнитов рассматривалась комбинированная магнитная система из кольцевых магнитов с радиальной и осевой намагниченностью в виде так называемого Холбах-массива (Halbach-array) [5]. Холбах-массив представляет собой последовательность постоянных магнитов с циклически изменяемой угловой ориентацией вектора намагниченности. При этом, во-первых, в идеальном случае вектор намагниченности синусоидально изменяется в пространстве, что приводит к минимизации пульсации межзубцового сцепления без применения специальных мер в виде скоса пазов, а во-вторых, магнитные потоки замыкаются внутри электрической машины, не рассеиваясь снаружи и создавая эффект самоэкранирования (рисунок 4).



а) схема машины с кольцевыми магнитами



б) линии магнитных потоков

Рисунок 4

Основные параметры электрической машины

Для анализа были выбраны основные параметры электрической машины, приведенные в таблице 1 (см. также эскиз на рисунке 4а).

Для исключения взаимного влияния токов и ЭДС каждая из катушек статора присоединялась к выпрямительному диодному мосту. Общие точки всех диодных мостов соединялись общим проводом, подключенным к сопротивлению нагрузки.

Схема электрического соединения фазных катушек и нагрузки приведена на рисунке 5. Диоды принимались идеальными, то есть без учета переходных процессов.

Таблица 1

Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Величина
Радиус внутренней проточки статора	R_{tube}	мм	60
Наружный радиус статора	R_{stat}	мм	102
Внутренний радиус трубы коммутатора	$R1$	мм	46,3
Внутренний радиус катушек	R_{coil}	мм	62
Внутренний радиус постоянных магнитов	R_{magn}	мм	84
Внутренний радиус доп. пост. магнитов	R_{magn1}	мм	97,4
Воздушный зазор	δ	мм	1
Толщина стенки трубы коммутатора	$a1$	мм	4,4
Шаг полюсов статора	TAU_{st}	мм	22
Шаг кольцевых выступов коммутатора	$TAU_{com} = \frac{3}{4} TAU_{st}$	мм	16,5
Толщина кольцевых постоянных магнитов	A_{magn}	мм	6,6
Половина толщины магнитопровода	b	мм	3,08
Толщина кольцевого выступа коммутатора	A_{com}	мм	6,16
Относительный размер уступа магнитопровода	$bm_{rel} = \frac{bm}{b}$	–	0,6
Число витков катушки	NC	–	50
Толщина провода катушки	$D1_{wire}$	мм	2,6
Активное сопротивление катушки	Res_{coil}	Ом	0.0385
Сопротивление нагрузки	R_{LOAD}	Ом	2

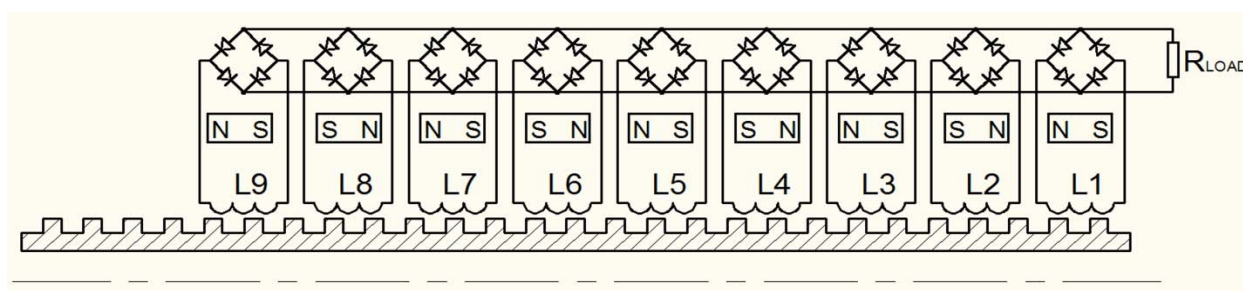


Рисунок 5 – Электрическая схема соединения катушек

При динамическом расчете параметры движения подвижного элемента перемещение S и скорость V задавались следующими зависимостями:

$$S = L_{stroke} \cdot \sin(2\pi t / f), \quad (1)$$

где: L_{stroke} – рабочий ход подвижного элемента;

f – частота, Гц;

$$V = \frac{dS}{dt} = \frac{L_{stroke} \cdot 2\pi}{f} \cdot \cos(2\pi t / f). \quad (2)$$

Графики движения подвижного элемента приведены на рисунке 6.

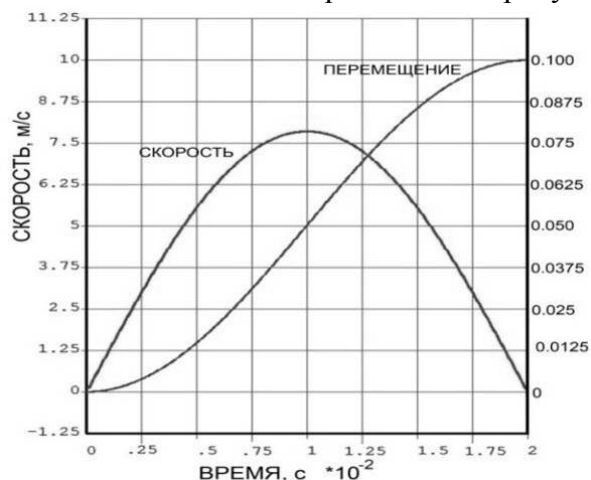


Рисунок 6 – Кинематические параметры движения подвижного элемента

Для постоянных магнитов был выбран спеченный материал на основе сплавов неодима с железом и бором марки МАЕР43ML (ТУ 1984-001-18785310-2003).

Расчет характеристик электрической машины в режиме генерации проводился методом конечных элементов в программе ANSYS-Emag. Для учета насыщения стали в магнитопроводах и нелинейных магнитных характеристик постоянных магнитов были введены зависимости $B=B(H)$ для указанных материалов.

Результаты расчетов

Задача решалась в осесимметричной постановке, для чего была разработана осесимметричная конечно-элементная модель электрической машины, в которой методом перемещения сетки моделировалась нестационарная задача перемещения подвижного элемента относительно магнитной системы статора. Вихревые токи в магнитопроводах и постоянных магнитах не учитывались. Поскольку нагрузка машины полагалась чисто активной, то электрическая мощность машины P вычислялась по формуле:

$$P = 2 \cdot f \cdot R_{LOAD} \cdot \int_0^{T/2} I_{sum}^2 dt, \quad (3)$$

где: I_{sum} - суммарный мгновенный ток, А;

T - период колебаний, $T = 1/f$, с;

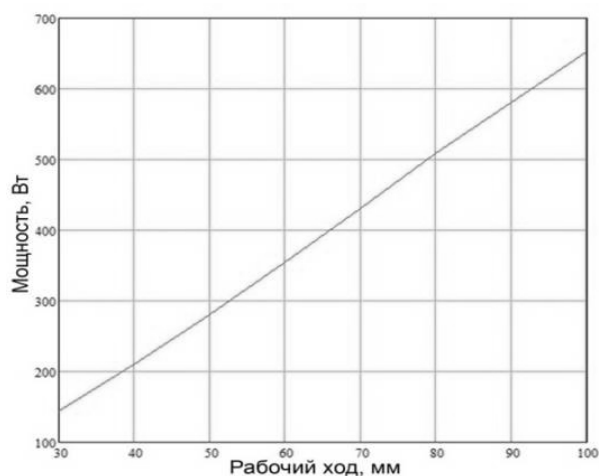


Рисунок 7 – Зависимость мощности линейного генератора от величины рабочего хода (при частоте 50 Гц)

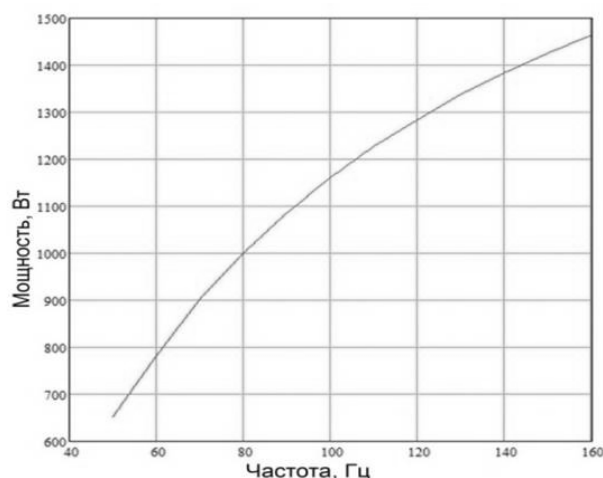


Рисунок 8 – Зависимость мощности линейного генератора от частоты колебаний (при рабочем ходе 100 мм)

Для анализа производительности электрической машины при работе вместе с двигателем внутреннего сгорания были проведены расчеты мощности машины при различных вели-

чинах рабочего хода (амплитуды линейных колебаний) при фиксированной частоте 50 Гц (рисунок 7), а также мощности машины при различных частотах при фиксированной величине рабочего хода $L_{stroke} = 100$ мм (рисунок 8).

На рисунке 9 показана зависимость магнитной индукции в воздушном зазоре от времени. Отметим достаточно высокую амплитуду изменения магнитной индукции 1,25 тл.

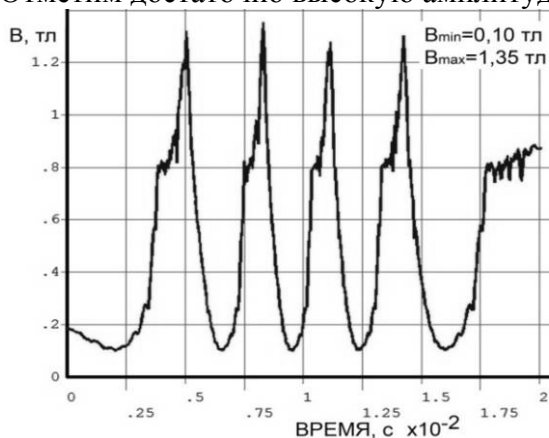


Рисунок 9 – Зависимость величины магнитной индукции в воздушном зазоре

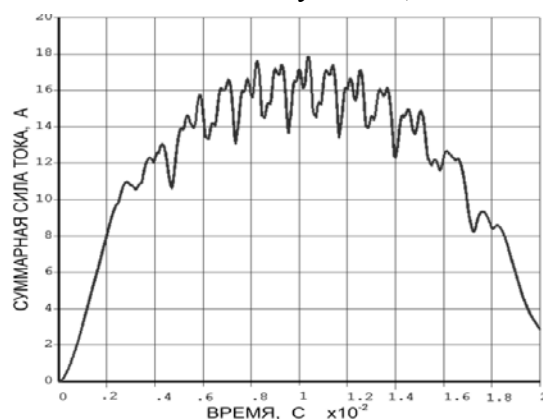


Рисунок 10 – Зависимость суммарного тока через сопротивление нагрузки

На рисунке 10 показана зависимость суммарного тока от катушек, проходящего через активное сопротивление нагрузки, от времени.

На рисунке 11 приведен график осевой силы, действующей на подвижный элемент. Необходимо отметить высокий уровень пульсации осевой силы, что приводит к вибрации и шуму во время работы.

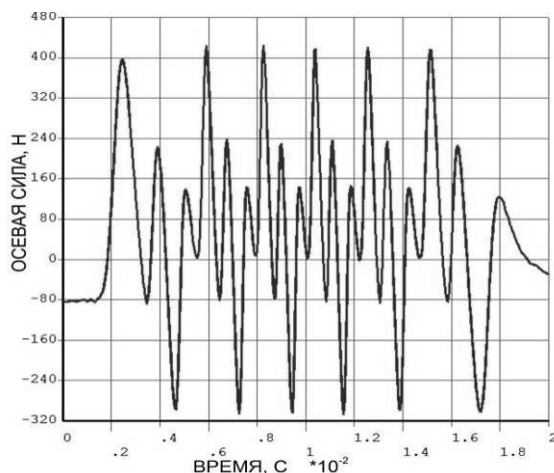


Рисунок 11 – Осевая сила, действующая на подвижный элемент

Коэффициент полезного действия электрической машины в приведенном диапазоне частот изменялся незначительно и составлял 0,93-0,95.

В результате расчетов получены следующие удельные характеристики электрической машины при частоте 50 Гц и рабочем ходе 100 мм (таблица 2):

Таблица 2

Наименование	Ед. изм.	Величина
Удельные параметры		
Удельная мощность на единицу поверхности воздушного зазора	Вт/м ²	8734
Удельная мощность на единицу объема статора	Вт/м ³	100 747
Удельная мощность на единицу массы электрической машины	Вт/кг	16,8
Массовые параметры		
Масса подвижного элемента (без элементов крепления)	кг	5,9
Масса магнитного материала	кг	8,00

Заключение

Необходимо отметить следующее:

1. Невысокие удельные мощностные характеристики рассмотренной линейной электрической машины требуют оптимизации как геометрических, так и кинематических параметров ее работы.
2. Достаточно большая масса постоянных магнитов приводит к удорожанию электрической машины.

Вместе с этим устройство пригодно для лабораторного моделирования в дальнейшем.

В результате расчета линейной электрической машины методом конечных элементов можно детально исследовать распределение магнитного поля с учетом нелинейных характеристик магнитных материалов. При возросших вычислительных мощностях современных компьютеров появляется возможность проводить оптимизацию параметров электрических машин при моделировании движения частей электрической машины относительно друг друга.

Литература

1. Boldea, I. Variable speed generators. The Electric Generators Handbook. Taylor & Francis Group, 2006
2. Бут Д.А. Бесконтактные электрические машины, Москва, Высшая школа, 1985 г.
3. Cawthorne William R., Optimization of a Brushless Permanent Magnet Linear Alternator for Use With a Linear Internal Combustion Engine. Dissertation, the College of Engineering and Mineral Resources at West Virginia University, Morgantown, West Virginia, 1999
4. Хитерер М.Я., Овчинников И.Е. Синхронные электрические машины возвратно-поступательного движения. СПб, КОРОНА принт, 2008
5. Jang S.-M. and all. Thrust Analysis and Measurements of Tubular Linear Actuator With Cylindrical Halbach Array, IEEE Transactions on magnetics, VOL. 41, NO. 5, MAY 2005

Выбор рациональной компоновочной схемы в дизайне малогабаритного городского транспортного средства

к.т.н. доц. Ившин К.С., Полозов А.В.
ИжГТУ им. М.Т. Калашникова
ivshic@mail.ru, polo-anton@yandex.ru

Аннотация. В статье определены критерии выбора компоновочных схем и рациональные компоновочные схемы колес, пассажиров и силовых агрегатов для малогабаритного городского транспортного средства.

Ключевые слова: компоновочная схема, эксплуатационные свойства, малогабаритный городской автомобиль, дизайн

Выбор рациональной компоновочной схемы ТС требует детального анализа возможных вариантов, учитывая влияние на эксплуатационные свойства автомобиля. Компоновочное решение автомобиля подразумевает пространственное расположение узлов, пассажиров и зависит от применяемого типа силового агрегата. Разрабатывая перспективный городской автомобиль, следует рассматривать разные перспективные силовые установки, альтернативные двигателю внутреннего сгорания (ДВС). В результате появляется широкий выбор комбинаций расположения агрегатов и пассажиров в пространстве кузова, которые могут отличаться от общепринятых конструкций ТС. Выявляется актуальность в проведении детального анализа и выбора рациональной компоновочной схемы малогабаритного ТС (МТС) на начальной стадии проектирования.

ТС разного назначения имеют разный приоритет в определенной совокупности эксплуатационных свойств. Проблемы экологии и трафика движения транспортных потоков в крупных городах [1] определяют критерии выбора компоновочных схем для МТС городского назначения: габаритные параметры, количество пассажиров, экологичность, устойчивость, управляемость, маневренность. Выбор компоновочных схем определяется по расположению

колес, пассажиров и силовых агрегатов.

На рисунках 1а и 1б представлены компоновочные 4-х колесные схемы с 2-х местной посадкой пассажиров:

1. Поперечное расположение водителя и пассажира (рисунок 1а): тип положения человека на сиденье – автомобильное; уменьшает колесную базу автомобиля, уменьшает устойчивость и управляемость; увеличивает маневренность; широкая колея уменьшает склонность к опрокидыванию; удобное расположение дверей автомобиля;
2. Продольное расположение водителя и пассажира (рисунок 1б): типы положения человека на сиденье: автомобильное (сидит в кресле) и мотоциклетное (обнимает коленями седло); мотоциклетное расположение уменьшает длину автомобиля; уменьшает колею автомобиля; уменьшает лобовую площадь кузова автомобиля. Данная схема рациональна для эксплуатации в городских условиях.

На рисунках 1в и 1г представлены компоновочные 4-х колесные схемы с 3-х местной посадкой пассажиров: расположения 2+1 / 1+2 пассажиров вдоль центральной оси автомобиля; уменьшает значение коэффициента аэродинамического сопротивления C_x (данная компоновочная схема позволяет проектировать кузов в форме «капли»). Схемы позволяют использовать антропометрическое пространство рационально.

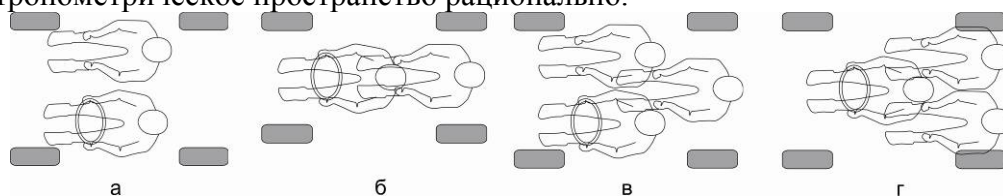


Рисунок 1 – Компоновочные 4-х колесные схемы

На рисунке 2 представлены компоновочные 3-х колесные схемы:

1. Схема с 1 управляемым колесом (рисунки 2а, 2б и 2в) 2-х и 3-х местные: уменьшает массу автомобиля (простота подвески и рулевого механизма); уменьшает устойчивость. Рационально применять управляемое мотор-колесо для увеличения КПД и уменьшения общего веса конструкции (увеличивает стоимость и неподрессоренную массу, ухудшает управляемость).
2. Схема с 2 управляемыми колесами (рисунки 2г и 2д): уменьшает потери в трансмиссии (отсутствие дифференциала); возможность переднего расположения ДВС (дифференциал) и заднего мотор-колеса; повышает устойчивость относительно первой схемы. 3-х колесная схема уменьшает проходимость автомобиля относительно 4-х колесной схемы (колеса двигаются в разных колеях). При малой скорости движения в городских условиях недостатки в устойчивости и проходимости не проявляются.

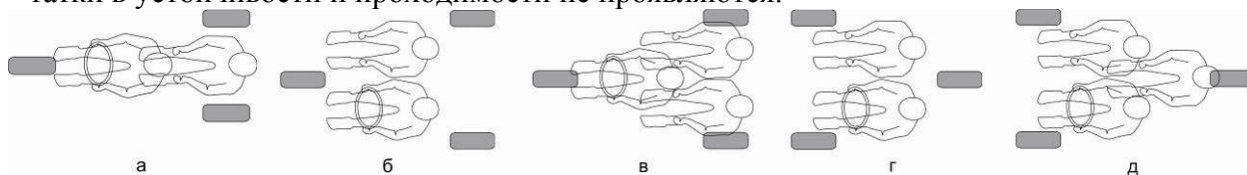


Рисунок 2 – Компоновочные 3-х колесные схемы

Для МТС городского назначения имеет преимущества компоновочная 4-х колесная 2-х местная схема с продольным расположением водителя и пассажира, обеспечивающая малую колею, управляемость, устойчивость и маневренность автомобиля.

ТС, обладающее достаточной устойчивостью к изменению условий дорожного движения, создает комфортные условия для водителя (снижает утомление и пр.). Различают устойчивость продольную и поперечную. Потеря поперечной устойчивости происходит под действием боковых сил, влияющих на движущийся автомобиль. Это может быть центробежная сила на повороте, действие бокового ветра, сила тяжести на косогоре и др.

Компоновочное решение ТС влияет на формирование поперечной устойчивости автомобиля. При прямолинейном движении устойчивость автомобиля зависит от поворачиваемости – свойства изменять направление движения при неизменном угле поворота управляемых

колес. Поворачиваемость автомобиля – это результат разного увода передних и задних колес. Шины способны сопротивляться уводу, появляющемуся в результате действия боковой силы, но из-за эластичности увод происходит в зависимости от типа подвески и угол увода передних колес φ_1 отличается от угла увода задних φ_2 . При $\varphi_1 > \varphi_2$ – недостаточная поворачиваемость, $\varphi_1 < \varphi_2$ – избыточная. Рассмотрим влияние поворачиваемости автомобиля на поперечную устойчивость.

Предположим, что автомобиль, обладающий недостаточной поворачиваемостью, движется прямолинейно, и на него начинает действовать боковая сила P_y (рисунок 3, а). Из-за разности углов увода передних и задних колес движение автомобиля происходит вокруг мгновенного центра O_1 . Возникающая центробежная сила $P_{ц}$, (направленная от центра) частично или полностью ликвидирует боковую силу P_y . Обладая недостаточной поворачиваемостью автомобиль может двигаться стабильно по прямолинейному участку с любой скоростью без склонности к резкому изменению траектории движения. У МТС колесная база меньше относительно других категорий и классов автомобилей. С уменьшением длины колесной базы радиус поворота уменьшается, центр находится в точке O_2 (рисунок 3а). Так как $P_{ц} = mv^2 / R$, то центробежная будет расти обратно пропорционально уменьшению радиуса траектории.

В случае, когда автомобиль имеет избыточную поворачиваемость (рисунок 3б), воздействие такой же боковой силы P_y приводит к возникновению мгновенного центра O_1 с противоположной стороны, т.е. автомобиль поворачивает в сторону действия данной силы. Возникающая центробежная сила усиливает боковую силу P_y . Чем меньше колесная база автомобиля, тем больше центробежная сила, усиливающая нестабильность движения. Данным автомобилем сложнее управлять, приходится постоянно корректировать траекторию движения рулевым колесом, что приводит к утомлению. Таким образом, автомобили с избыточной поворачиваемостью более опасны с точки зрения безопасности движения.

Рассмотрим влияние компоновки МТС на поворачиваемость. На увод колес влияют следующие факторы: расположение центра тяжести вдоль оси автомобиля; наличие тягового усилия на колесе, т.е. тип привода автомобиля; наличие дифференциала повышенного трения; жесткость подвески, геометрия и тип подвески; подруливание подвески; угол развала колес; давление в шинах.

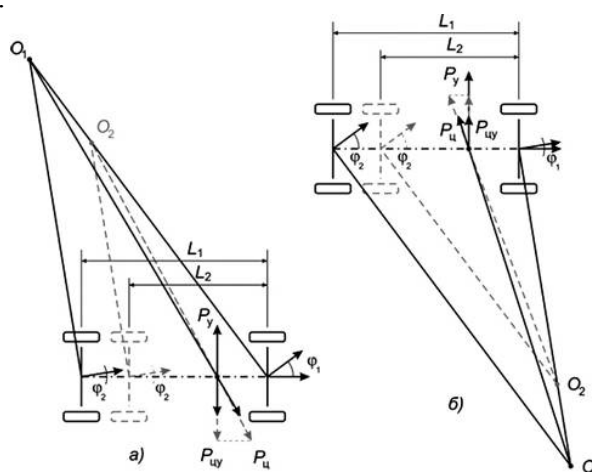


Рисунок 3 – Схемы образования центробежной силы для автомобилей с недостаточной (а) и избыточной (б) поворачиваемостью

Важным фактором является тип привода автомобиля, т.к. от выбора типа привода зависит компоновка агрегатов и тип подвески. Если автомобиль переднеприводный, то двигатель располагается спереди и центр масс смещен к передним колесам. Изложенное увеличивает угол увода передних колес по отношению к задним. Нагруженные тяговым усилием колеса имеют больше угол увода, чем у ведомых колес [1]. Это склоняет автомобиль к недостаточной поворачиваемости, которую можно корректировать задней подвеской, меняя ее жест-

кость, кинематику, обеспечивающую подруливание заднего моста при крене в сторону поворота. Если задняя подвеска независимая, то можно уменьшить увод колес отрицательным развалом.

В заднеприводном автомобиле сложнее обеспечить достаточную поворачиваемость, т.к. задние ведущие колеса имеют больший увод, чем ведомые передние. Необходимо разгрузить задние колеса, сближая центр тяжести к переднему мосту максимально близко. В МТС разгрузить задние колеса можно сближением водителя и пассажира к переднему мосту (должны располагаться рядом). Задний мост практически невозможно сделать подруливающим. Регулирование возможно углами развала передних колес и жесткостью подвесок. Размещение двигателя влияет на положение центра тяжести. Если центр тяжести находится над передними колесами, увеличивается длина автомобиля. Данное компоновочное решение рационально применить при поперечном расположении водителя и пассажира относительно оси автомобиля. В продольном (тандемном) расположении водителя и пассажира рационально располагать двигатель под сиденьем, т.к. центр масс нагруженного автомобиля будет ближе к передним колесам.

В полноприводном автомобиле, где тяга по осям распределяется равномерно, поворачиваемость стремится к нейтральной. Обеспечение достаточного коэффициента поворачиваемости можно углами развала колес.

При движении автомобиля на повороте поперечная устойчивость может быть утрачена из-за действия инерционных сил, направленных перпендикулярно к продольной оси автомобиля. При этом возможен занос автомобиля. В большинстве случаев происходит скольжение колес одного моста, переднего или заднего. Занос переднего моста менее опасен заноса заднего в процессе эксплуатации автомобиля. Центробежная сила, возникающая при криволинейном движении, может превысить поперечные составляющие реакций дорожного полотна (рисунок 4а). Происходит срыв колес автомобиля и колеса продолжают двигаться прямолинейно, независимо от углов их поворота. Данный занос устраняется снижением подачи топлива в случаях переднего и заднего привода автомобиля. Занос может произойти при прямолинейном движении, когда на автомобиль действует боковая сила, например, при движении по колею или при боковом порыве ветра, а также при торможении юзом (рисунок 4б). В данный момент автомобиль начинает двигаться криволинейно. Возникающая центробежная сила $P_{ц}$, направленная против действия боковой силы, ее компенсирует. Эта самостабилизация автомобиля не зависит от типа привода. Чем меньше колесная база автомобиля, тем устойчивее автомобиль к заносу переднего моста. Потеря сцепления передних колес более вероятна у переднеприводных и полноприводных автомобилей, т.к. их передние колеса нагружены силой тяги и хуже противостоят заносу, а при экстренном торможении – для любого типа автомобилей.

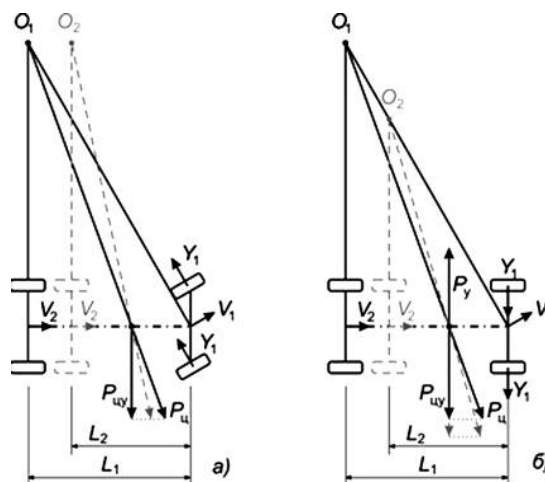


Рисунок 4 – Схема заноса переднего моста автомобиля

Более опасен в процессе эксплуатации автомобиля занос заднего моста. При движении на повороте, когда сцепление задних колес с полотном дороги теряется из-за большой цен-

тробежной силы, задний мост начинает двигаться со скоростью V_3 (рисунок 5а). Радиус поворота автомобиля уменьшается, следовательно, увеличивается центробежная сила, увеличивающая занос. Чем меньше колесная база автомобиля, тем больше данная сила и занос происходит стремительнее. Ликвидировать занос можно выворачиванием передних колес в сторону заноса, увеличивая радиус поворота. При прямолинейном движении (рисунок 5б) воздействие случайной боковой силы может привести к заносу задней оси, который будет прогрессировать аналогичным образом. Чем меньше колесная база автомобиля, тем быстрее произойдет потеря управления автомобилем – это является недостатком МТС. В зависимости от типа привода отличаются и способы ликвидации данного заноса.

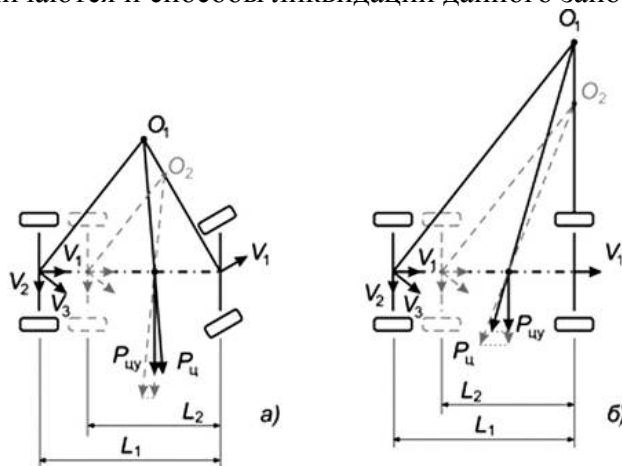


Рисунок 5 – Схема заноса задней оси автомобиля

Компоновочное решение МТС с задним приводом нерационально в аспекте устойчивости, т.к. сложно добиться идеальной поворачиваемости, а следовательно, устойчивости на больших скоростях. При заносе колес заднего моста МТС склонно к быстрому развороту, т.е. сложно избежать потери управления. Рациональным с точки зрения устойчивости является компоновочное решение с передним приводом (МТС более устойчиво и просто в управлении). Автомобили с полным приводом обладают лучшей устойчивостью на дороге, но в результате сложного компоновочного решения его габаритные размеры и развесовка по осям получается нерациональной для МТС.

МТС городского назначения характеризуется маневренностью и относительной малоскоростностью. Рациональным в данном случае является компоновочным решением МТС с задним расположением силового агрегата и передними управляемыми колесами. Данный МТС должно быть маневренным (способность автомобиля изменять свое положение на минимальной площади) и относительно малоскоростным. К критериям, характеризующим маневренность относят: минимальный радиус поворота наружного управляемого колеса (R_n); минимальная ширина коридора (A), необходимая для движения автомобиля по заданному радиусу.

$$A = R_n - R_b + a + b, \quad (1)$$

где: R_n – радиус поворота наружного управляемого колеса,

R_b – радиус поворота внутреннего неуправляемого колеса,

a и b – максимальный вылет отдельных частей автомобиля за пределы траектории движения.

Радиусы поворота колес напрямую зависят от угла поворота управляемых колес и соотношения колеи и базы. При этом отношение базы к колее для двухместного МТС изменяется в зависимости от способа посадки водителя и пассажира. Известно, что существуют два решения посадки: продольная посадка (тандемная) [2, 3] и поперечная посадка относительно оси автомобиля. При продольной посадке МТС получается узким и длинным (рисунок 4) [2, 3], отношение базы к колее примерно равно 1,7. При поперечной посадке водителя и пассажира у автомобиля уменьшается колесная база и увеличивается колея. Отношение базы к колее составляет примерно 1.

Для определения общей маневренности необходимо использовать обобщенный критерий – минимальную площадь, необходимую для маневра, например, для выезда со стоянки (рисунок 6). Для двухместного МТС с продольной посадкой водителя и пассажира площадь, необходимая для совершения данного маневра, будет на 6,5% меньше площади, необходимой аналогичному МТС с поперечной посадкой.

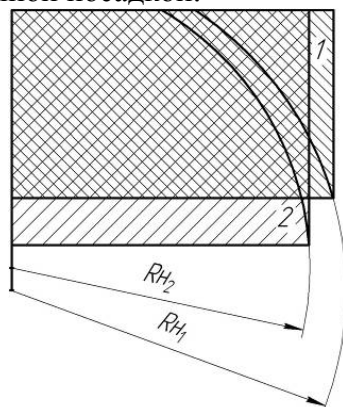


Рисунок 6 – Соотношение площадей, необходимых для совершения маневра:
1 – для двухместного МТС с продольной посадкой;
2 – для двухместного МТС с поперечной посадкой

При выборе компоновочных схем силовых агрегатов и ведущих колес следует учитывать эксплуатационные свойства МТС городского назначения: тягово-скоростные свойства, топливную экономичность, устойчивость и управляемость.

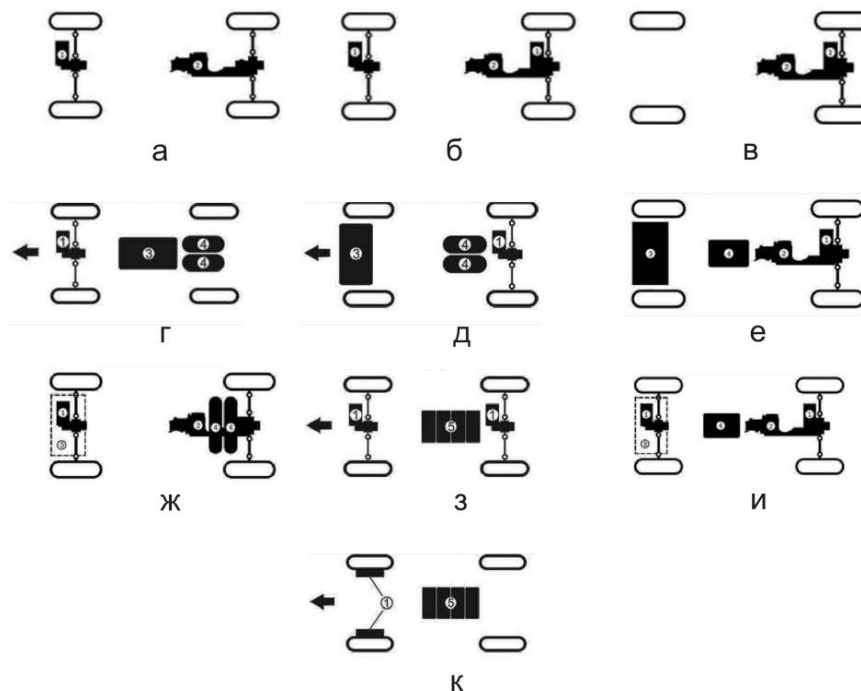


Рисунок 7 – Компоновочные 4-х колесные схемы силовых агрегатов: а – ЭД + ТД с В (ТД рационально располагать в задней части ТС. В данной схеме ЭД работает независимо от ТД); б – ЭД + ТД с В и с параллельным добавлением ЭД (передний ЭД работает при необходимости добавления энергии в случаях увеличения нагрузки и на поворотах для устойчивости); в – ТД с В и с параллельным добавлением ЭД; г – ЭД + ТЭ; д – ТЭ + ЭД; е – ТЭ + ТД с В и с параллельным добавлением ЭД; ж – ЭД с ТЭ + ТД с В (4x4); з – ЭД с ТЭ + ТД с В и с параллельным добавлением ЭД (4x4); и – ЭД + ЭД (4x4); к – мотор-колеса (передний привод)

В зависимости от сформулированных требований к топливной экономичности, экологичности, тягово-скоростным свойствам, компоновке и т.д. можно применить в конструкции городского МТС разные компоновочные 4-х и 3-х колесных схем силовых агрегатов (рисунок 7).

ки 7, 8, где 1 – ЭД; 2 – ТД; 3 – топливные элементы; 4 – баллоны с водородом; 5 – НЭЭ, В – вариатор). В качестве теплового двигателя (ТД) можно использовать карбюраторный ДВС, дизель, газотурбинный двигатель и др., в качестве электрического (ЭД) – различные типы ЭД постоянного и переменного тока, в качестве накопителя энергии (НЭ) – различные типы накопителей, начиная от свинцово-кислотных аккумуляторных батарей и кончая маховичными накопителями кинетической энергии. В настоящее время наиболее распространены накопители электрической энергии (НЭЭ).

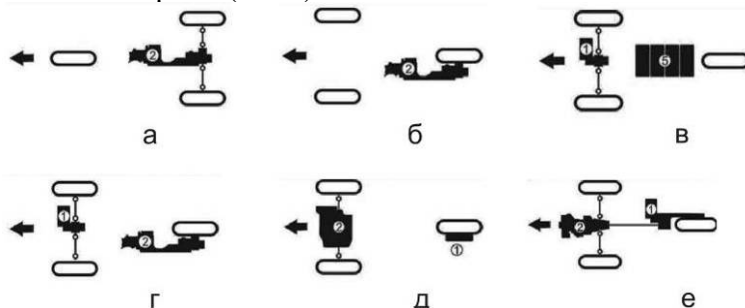


Рисунок 8 – Компоновочные 3-х колесные схемы силовых агрегатов: а – ТД с В (задний привод) в колесной схеме 1+2 (увеличивает устойчивость); б – ТД с В (задний привод) в колесной схеме 2+1 (простота конструкции трансмиссии (мотоциклетный тип, отсутствие дифференциала); в – ЭД в колесной схеме 2+1 (передний привод); г – ЭД + ТД с В (полный привод) в схемах 2+1 и 1+2; д – ТД + ЭД (мотор-колесо); е – ТД + ЭД с раздаточной коробкой (полный привод на 3 колеса от ТД)

Для обеспечения изложенных эксплуатационных свойств для городского МТС рассмотренных компоновочных схем силовых агрегатов рациональны и перспективны параллельные комбинированные энергосиловые установки (КЭСУ) [1] и электрические энергосиловые установки.

Рассмотрим влияние расположения узлов и посадки пассажиров в МТС на положение центра его тяжести. При выборе компоновочного решения МТС важно правильно определить показатели массы автомобиля и его узлов и агрегатов. Для этого можно использовать метод аналогий, т.е. определить массу деталей автомобиля по приведенным значениям в справочных данных. Примерные значения массы (кг) агрегатов МТС показаны в таблице 1.

Таблица 1

Примерные значения масс основных элементов конструкции МТС

Наименование	Значение, кг
ДВС с КПП, с согласующим редуктором или генератором	70 – 80
Главная передача	4 – 6
Полуоси	4 – 6
Передняя подвеска	40 – 50
Задняя подвеска	40 – 50
Колесо	6 – 8
Рулевое управление	20 – 25
Электрооборудование (штатный аккумулятор)	15 – 20
Аккумуляторная батарея (1 модуль)	24
Электродвигатель (мотор-редуктор / мотор-колесо)	18 – 22 / 10 – 12
Преобразователь напряжения и контроллер	15 – 20
Топливный бак	20 – 25
Кузов (включая неучтенные части конструкции)	80 – 100
Система охлаждения (радиатор, вентилятор, кожухи, трубки)	6 – 9
Манекен	75,6

Данные значения показаны как примерные на основании весовых характеристик аналогичных деталей существующих автомобилей. Используя данные значения для узлов и агрегатов, составляется ведомость и определяется примерная масса ТС и вычисляется координата центра масс ТС, нагрузка, приходящаяся на оси.

На плоской компоновочной схеме автомобиля наносятся точки центров масс отдельных его частей, пассажиров и водителя (рисунок 9), т.к. точные координаты данных точек и значения масс неизвестны, то расчеты приближительны, но они носят сравнительный и оценочный характер [2].

Координату центра тяжести L_a автомобиля можно определить из уравнения:

$$L_a = \frac{m_1 l_1 + m_2 l_2 + m_3 l_3 + \dots + m_n l_n}{m_a} \quad (2)$$

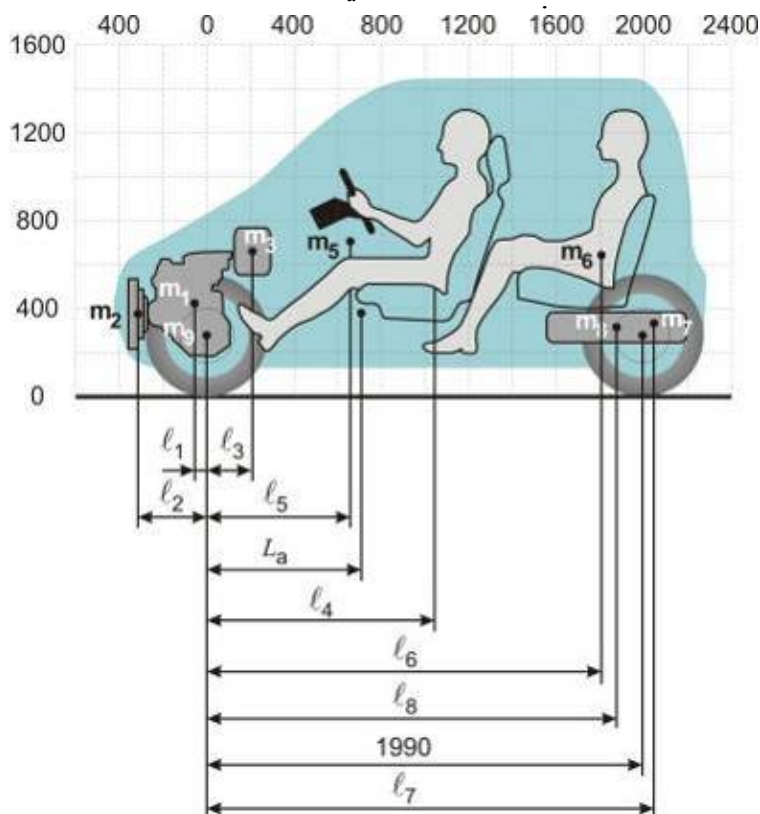


Рисунок 9 – Схема определения координат центра тяжести МТС

Таким же образом определяется высота центра масс автомобиля. Зная расстояние между осями автомобиля, можно определить массы, приходящиеся соответственно на передний и задний мосты:

$$m_{n0} = \frac{m_a l_3}{l_a + l_3}, \quad m_{z0} = \frac{m_a l_a}{l_a + l_3}, \quad (3), (4)$$

где: l_a и l_3 – расстояние от центра тяжести до моста, соответственно переднего и заднего. Для того чтобы масса, приходящаяся на мост, не превышала допустимую, можно перемещать сиденья, агрегаты с учетом возникновения возможного неудобства.

Таким образом, проводится исследование возможных компоновочных решений МТС в отношении распределения массы по осям (таблица 2).

При проектировании малогабаритного городского ТС имеет преимущества компоновочная 4-х колесная 2-х местная схема с продольным расположением водителя и пассажира [3, 4], с параллельной схемой КЭСУ [1, 3, 4] или электрической энергосиловой установкой, обеспечивающая малую колею, управляемость, устойчивость, маневренность, высокие показатели экологичности и топливную экономичность автомобиля. По данным рекомендациям созданы опытные образцы и разработаны проекты городских МТС с КЭСУ и ЭД [5, 6].

Сравнение компоновочных решений МТС на распределение массы по осям

Компоновочная схема МТС		Описание	Компоновочная схема МТС		Описание
Комбинированная энергосиловая установка			Электрическая энергосиловая установка		
		Силовые агрегаты находятся в разных частях. Батареи в багажном отсеке. Багажник маленького объема. Центр масс примерно посередине			Центр масс расположен примерно в центре. Большой багажник.
		Центр масс смещен в заднюю часть. Батареи в передней части. Мало места для багажа.			Центр масс в задней части машины.
		Для мотор-колеса на передних колесах. 560 кг + 20 кг (багаж) Достаточно места для багажа. Центр масс расположен почти посередине, оптимально.			Центр масс примерно посередине и достаточно низко. Узкая компоновка влечет отказ от багажника
		Центр масс смещен в заднюю часть. Бензобак – под сиденьем. Относительно большой объем багажника.			Более низкая посадка, чем в предыдущей компоновке, но центр масс смещен назад.
					Центр масс примерно посередине и достаточно низко. Более компактная компоновка.

Примечание: массы: m_1 – силового агрегата; m_2 – радиатора, вентилятора; m_3 – электрооборудования; m_4 – пассажира на переднем сиденье и водителя; m_5 – кузова и неучтенных деталей; m_6 – пассажиров на заднем сиденье; m_7 – задней подвески с рабочей тормозной системой; m_8 – багажа, запасного колеса; m_9 – передней подвески; m_{10} – электромоторов; m_{11} – аккумуляторных батарей; m_{12} – топливного бака.

Литература

1. Автомобили особо малого класса (квадрициклы) с гибридной энергосиловой установкой / В.А. Умняшкин, А.Н. Филькина, К.С. Ившин, Д.В. Скуба; Под общ. ред. В.А. Умняшкина. – Ижевск: НИЦ «Регулярная и хаотичная динамика», 2004. – 138 с.
2. Захарченко В.Д., Туревский И.С. Я строю автомобиль. – М.: Машиностроение, 1989. – 264 с.: ил.
3. Транспортное средство: пат. 84316 на полезную модель, Рос. Федерация: МПК В60N 2/01 (2006.01), В62K 11/14 (2006.01) / Умняшкин В.А., Ившин К.С., Филькин Н.М., Савельев В.А. – 2009106091/22; заявл. 20.02.2009; опубл. 10.07.2009. Бюл. № 19. – 1 с.: ил.
4. Транспортное средство: пат. 86532 на полезную модель, Рос. Федерация: МПК В60K 5/08 (2006.01) / Умняшкин В.А., Ившин К.С., Филькин Н.М., Савельев В.А., Галеев И.И. – 2009101648/22; заявл. 19.01.2009; опубл. 10.09.2009. Бюл. № 25. – 2 с.: ил.
5. Квадрицикл: пат. 73728 на промышленный образец, Рос. Федерация: МКПО⁹ 12-08 / Умняшкин В.А., Ившин К.С., Савельев В.А., Филькин Н.М. – № 2008504070; заявл. 07.11.2008; опубл. 16.01.2010. – 4 с.: ил.
6. Квадрицикл: пат. 73730 на промышленный образец, Рос. Федерация: МКПО⁹ 12-08 / Умняшкин В.А., Ившин К.С., Савельев В.А., Филькин Н.М. – № 2008504136; заявл. 14.11.2008; опубл. 16.01.2010. – 3 с.: ил.
7. Стуканов В.А. Основы теории автомобильных двигателей и автомобиля: учеб. пособие. – М.: ИД «ФОРУМ»: ИНФРА-М, 2007. – 368 с.
8. Умняшкин В.А., Филькин Н.М., Музафаров Р.С. Основы теории исследования эксплуатационных свойств автомобиля. – Ижевск: НИЦ «Регулярная и хаотическая механика», 2006. – 240 с.

Моделирование процесса смесеобразования в цилиндре двигателя, работающего по циклу Отто-Дизеля

Каменный А.В., к.т.н. проф. Костюков А.В., к.т.н. проф. Макаров А.Р., Пустынцев М.Е.

Университет машиностроения

8 (495) 223-05-23 доб. 1054, atd@mami.ru

Аннотация. В данной работе рассмотрены процессы испарения и гомогенизации топливовоздушной смеси в ДВС, работающем по циклу Отто-Дизеля.

Ключевые слова: самовоспламенение гомогенного заряда от сжатия, смесеобразование и испарение топлива, объемный характер течения с фазовым переходом, математическое моделирование.

Одним из перспективных методов организации рабочего процесса ДВС является рабочий процесс с воспламенением гомогенного заряда от сжатия (НССИ процесс или цикл Отто-Дизеля). Гомогенная смесь образуется в системе топливоподачи так же, как и в двигателях с искровым зажиганием с использованием системы впрыскивания под низким давлением во впускной коллектор или непосредственным впрыскиванием с очень ранним углом опережения топливоподачи.

Принципиальным отличием НССИ-процесса от классических дизельных и бензиновых двигателей заключается в том, что организуется одновременное многоочаговое воспламенение и горение заряда по всему объему камеры сгорания, а не во фронте пламени гомогенной или гетерогенной смеси. Температура горения гомогенного заряда, воспламеняемого от сжатия в 1,5-2 раза ниже, чем температура горения заряда во фронте пламени классических бензиновых или дизельных двигателей. Однородное температурное поле в камере сгорания НССИ-двигателя, отсутствие высокотемпературных зон определяют низкую концентрацию NO_x в отработавших газах этих двигателей [1, 2].

Высокий КПД НССИ-процесса определяется меньшим временем протекания процесса тепловыделения по сравнению как с дизелями, так и с двигателем с искровым зажиганием, а горение гомогенной смеси при $\alpha > 2$ не приводит к образованию сажи.

Двигатели с НССИ-процессом могут работать на большинстве традиционных и альтернативных видах топлива: дизельном, бензине, природном и сжиженном газе, спиртах, диметиловом эфире и др. Требования к топливу сводятся к возможности образования гомогенной смеси, а к организации рабочего процесса – к обеспечению условий в камере сгорания, при которых топливовоздушная смесь самовоспламеняется вблизи ВМТ.

Управление моментом смесевоспламенения составляет основную проблему создания серийных образцов ДВС с НССИ-процессом, от решения которой зависит, станут ли двигатели этого класса доминировать на потребительском рынке.

Необходимый температурный режим для самовоспламенения может быть также частично обеспечен варьированием температуры деталей камеры сгорания.

В [3, 4] было установлено, что температура внутренней поверхности рабочего объема цилиндра заметно влияет на момент воспламенения и динамику развития процесса сгорания.

В результате момент воспламенения, который определяется уровнем температуры топливно-воздушной смеси, изменяется соответственно в ту или иную сторону. Одновременно изменяется и закон выгорания топлива, который также в основном определяется температурой горючей смеси.

Таким образом, для организации процесса сгорания по циклу Отто-Дизеля необходимо сначала проанализировать состояния топливовоздушной смеси к моменту ее самовоспламенения и разработать рекомендации по интенсификации процесса гомогенизации.

Задача смесеобразования и испарения топлива в ДВС хорошо известна. Однако в настоящее время она в основном решается с использованием методик, не учитывающих объемный характер течения топливовоздушной смеси в цилиндре [5]. При этом хорошо известно, что в цилиндре двигателя течение топливовоздушной смеси крайне неравномерно и, следовательно, его влияние на процесс гомогенизации смеси может быть весьма значительно.

В связи с этим для решения задачи гомогенизации топливовоздушной смеси в качестве физической модели была взята объемная: цилиндр двигателя с двигающимся поршнем, в который на такте всасывания через клапан входит воздух с каплями распыленного топлива. Стенки цилиндра, днище поршня и впускной клапан горячие. Входящая в цилиндр топливовоздушная смесь греется, в результате чего топливо начинает испаряться. На такте сжатия процесс испарения топлива продолжается, но уже в основном за счет подвода к нему тепла, выделяющегося при сжатии рабочего тела.

Таким образом, физическая модель процесса смесеобразования представляет собой нестационарное, объемное, вязкое, сжимаемое с подводом тепла течение трехкомпонентной (воздух, жидкая фаза топлива и газообразная фаза топлива) двухфазной среды с фазовыми переходами в цилиндре на тактах впуска и сжатия.

Течение топливовоздушной среды в цилиндре двигателя имеет ярко выраженный турбулентный характер. Прямое решение уравнений Навье-Стокса для такого потока в настоящее время возможно при применении численных методов с чрезвычайно мелким разбиением (мелкой сеткой) расчетной области, достаточным для разрешения турбулентных вихрей наименьших размеров, что не под силу в настоящее время даже самым мощным ЭВМ. Существуют два альтернативных метода моделирования турбулентных потоков: метод осреднения уравнений Навье-Стокса по правилам Рейнольдса (RANS) и метод «фильтрации» [6]. Метод «фильтрации», по сути, заключается в добавлении так называемых «фильтрующих» уравнений, служащих для исключения из расчета вихрей, размер которых меньше ячеек сетки конечных элементов. Применение такого метода крайне ограничено в связи с требуемыми большими вычислительными ресурсами [7, 8].

Метод осреднения уравнений Навье-Стокса по Рейнольдсу (RANS) активно применяется для решения широкого круга инженерных задач. Одной из наиболее простых, но активно применяемых в настоящее время является двухпараметрическая модель турбулентности, в которой решаются два уравнения переноса, определяющие турбулентную кинетическую энергию и скорость диссипации [9]. Ошибкоустойчивость, экономичность, и разумная точность для широкого диапазона турбулентных потоков делает ее одной из наиболее применимой в задачах течения в цилиндрах поршневых двигателей. Постоянные коэффициенты для этой модели турбулентности получены опытным путем, и поэтому она является полуэмпирической.

В целом процесс течения топливовоздушной смеси с фазовым переходом топлива в цилиндре поршневого двигателя, работающего по циклу Отто-Дизеля, описывается следующими уравнениями [10, 11]: уравнением неразрывности, уравнением суммы относительных объемов компонентов смеси, уравнением Навье-Стокса, уравнением переноса кинетической энергии и скорости диссипации, уравнением энергии, уравнением диффузии для многофазной, многокомпонентной среды и уравнением интенсивности передачи теплоты в трехкомпонентном потоке.

Совместно с расчетом течения и испарения топлива решалась сопряженная задача нестационарной теплопроводности в твердом теле-клапане с внешним подводом теплоты (теплообмен с движущейся топливовоздушной смесью).

Для решения описанной выше системы уравнений использовался метод конечных элементов.

Основные допущения, используемые в расчетной модели:

- капли топлива имеют сферическую форму и одинаковые размеры на входе в цилиндр;
- температура поверхностей поршня, цилиндра и камеры сгорания не меняются в процессе расчета;
- передача тепла излучением не учитывается.

Расчетная модель на такте впуска, включающая цилиндр, открытый клапан и двигающийся поршень, показана на рисунке 1.

На такте сжатия расчетная модель представляет собой цилиндр с закрытым клапаном и двигающимся поршнем (рисунок 2).

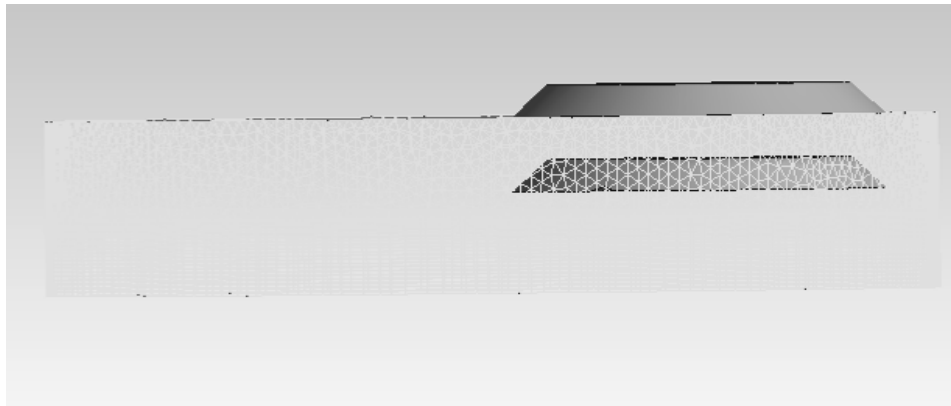


Рисунок 1 – Расчетная модель, используемая для расчета течения смеси и испарения топлива на такте впуска

Разбивка расчётной модели на конечные элементы производилась в сеточном генераторе ICEM CFD. В связи с моделированием движения поршня сетка конечных элементов выполнялась деформируемой. Это потребовало выполнения сетки с переменной жесткостью (большая жесткость у сетки в районе клапана и малая в средней и нижней частях цилиндра). Связано это с тем, что сетка в районе клапана весьма неравномерна, и в случае ее больших деформаций форма элементов делается недопустимой.

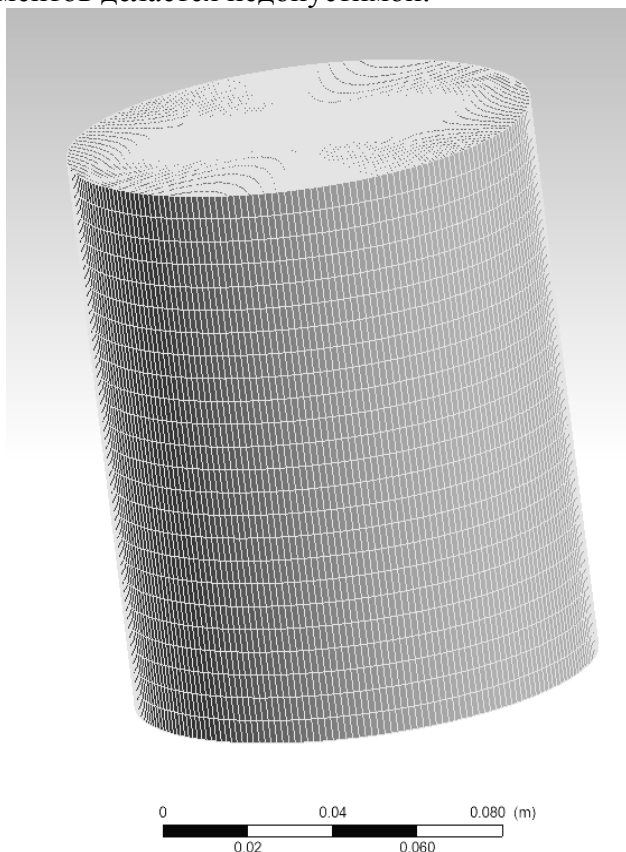


Рисунок 2 – Расчетная модель, используемая для расчета течения топливовоздушной смеси и испарения топлива на такте сжатия

В качестве граничных условий при расчете такта впуска задавались:

- полное (атмосферное) давление, температура топливовоздушной смеси на входе в расчетную модель (температура воздуха и жидкого топлива задавалась отдельно) и средний диаметр капель на входе в цилиндр;
- температура стенки цилиндра и камеры сгорания;
- температура поршня и скорость его движения;
- относительные объемы воздуха и жидкого топлива на входе в модель.

Граничные условия для расчетной модели на такте сжатия практически совпадают с условиями для такта впуска, за исключением входа в модель, который в модели для такта сжатия отсутствует.

Начальные условия использовались следующие:

- температура клапана (только для такта впуска, для такта сжатия клапан отсутствует);
- результаты расчета такта впуска (для расчета такта сжатия) – температурные, скоростные поля и др.

Температура кипения жидкой фазы топлива задавалась в виде зависимости от давления.

Теплофизические свойства воздуха и топлива задавались в зависимости от температуры.

Расчеты проводились на мощном 6-ти ядерном персональном компьютере с оперативной памятью 12 Гб и процессором Core i7 extreme 990X. Тем не менее, в связи с нестационарностью рассчитываемого процесса закладываемой деформации сетки конечных элементов (требуемой в связи с моделированием движения поршня) и большой сжимаемостью топливовоздушной смеси на такте сжатия временные затраты на расчет каждого такта были весьма велики. Большая продолжительность расчетов потребовала выполнения достаточно грубой сетки, что привело к погрешностям в некоторых расчетах при переносе величин массовых компонентов смеси при переходе с расчета такта впуска на расчет такта сжатия. Грубостью и деформацией сетки можно также объяснить и то, что расчеты тактов сжатия удалось выполнить лишь частично (примерно на 70%), вместе с тем проведенными расчетами удалось оценить влияние различных факторов (температуры поршня, частоты вращения и т.д.) на интенсивность испарения и, исходя из них, сформулировать рекомендации для повышения эффективности процесса гомогенизации топливовоздушной смеси в двигателе, работающем по циклу Отто-Дизеля.

В качестве объекта расчетного исследования использовался одноцилиндровый поршневой двигатель [12] имеющий:

- номинальную частоту вращения – 2000 мин^{-1} ;
- объем цилиндра – 1300 см^3 ;
- степень сжатия – 20.

Исходные данные:

- частота вращения варьировалась (1000 мин^{-1} и 2000 мин^{-1});
- температура стенки цилиндра, клапана и камеры сгорания бралась равной 160°C , 400°C и 250°C соответственно в зависимости от типичного теплового состояния элементов поршневых двигателей [5];
- температура поршня варьировалась от 280°C до 500°C ;
- температура компонентов топливовоздушной смеси на входе в клапан варьировалась от 30°C до 60°C ;
- относительные объемы воздуха и жидкого топлива, входящие в цилиндр, брались приблизительно равными 0.99985 и 0.00015 соответственно;
- средний диаметр капель топлива на входе в цилиндр (брался равным 0.1 мм и 0.03 мм).

Значения взятых в расчетах диаметров капель топлива соответствует давлению перед форсункой 60 Бар и 600 Бар, то есть диаметр капли 0.03 мм может быть получен при использовании насоса высокого давления, используемого в дизельных двигателях, в то время как капли с диаметром 0.1 мм вполне соответствует топливной аппаратуре бензинового двигателя.

Результаты математического моделирования процессов смесеобразования топливовоздушной смеси представлены на рисунках с 3 по 6.

Показанные на рисунке 3 векторные поля скоростей воздуха свидетельствуют о крайне неравномерном характере движения воздуха в цилиндре двигателя на тактах впуска и сжатия. Это подтверждает правильность подхода при разработке математической модели, учитывающего объемный турбулентный характер течения смеси в цилиндре.

Количество испарившегося топлива на такте впуска вполне соизмеримо с величиной

испарившегося топлива на такте сжатия. Это хорошо видно на рисунках с 7 по 15.

Влияние частоты вращения (времени тактов) хорошо видно на графиках, представленных рисунках 7 и 8. Увеличение частоты вращения с 1000 мин^{-1} до 2000 мин^{-1} приводит к уменьшению массы неиспарившегося топлива практически пропорционально уменьшению времени. На такте впуска относительная масса испарившегося топлива уменьшается с 0.0019 до 0.00036, а на такте сжатия – с 0.027 (время 0.051 сек) до 0.00825 (время 0.026 сек).

Время 0.051 сек и 0.026 сек соответствуют примерно одному положению поршня в цилиндре при частотах вращения вала 1000 об/мин и 2000 об/мин соответственно.

Влияние диаметра капель на процесс гомогенизации смеси виден из графиков на рисунках 11 и 12. Уменьшение диаметра капель с 0.1 мм до 0.03 мм приводит к росту относительной массы испарившегося топлива на такте впуска с 0.0019 до 0.0035, а на такте сжатия – с 0.027 до 0.055 (сравнение в момент времени 0.051).

Влияние температуры поршня, как видно из рисунков 13 и 14, весьма существенно. Так при увеличении температуры поршня с 280°C до 500°C относительная масса испарившегося топлива на такте впуска растет с 0.0043 до 0.119, а на такте сжатия – с 0.0132 до 0.0902 (сравнение на сжатии производится в момент времени 0.048 сек).

На графиках, представленных на рисунках 15 и 16, хорошо видно влияние температуры входящей смеси. Наиболее сильное влияние оказывает увеличение температуры входящего в цилиндр жидкого топлива. Так, в случае, когда входящие в цилиндр воздух и топливо имеют температуру 50°C , относительная масса испарившегося топлива на такте всасывания равна 0.0035, а при температурах воздуха 30°C и топлива 60°C относительная масса испарившегося топлива достигает величины 0.00415.

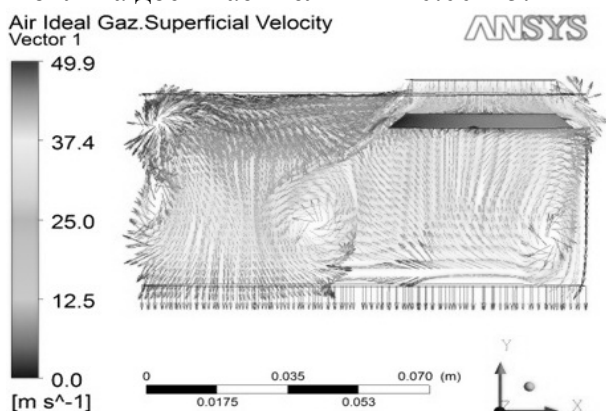


Рисунок 3 – Поле векторов скоростей воздуха в цилиндре на такте впуска в момент времени $\tau=0.001$ сек

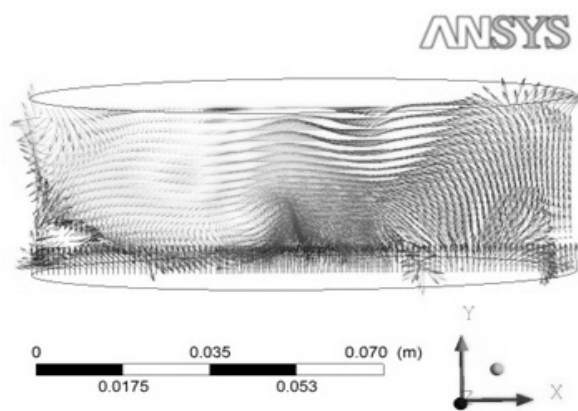


Рисунок 4 – Поле векторов скоростей воздуха в цилиндре на такте сжатия в момент времени $\tau=0.021$ сек от начала такта сжатия

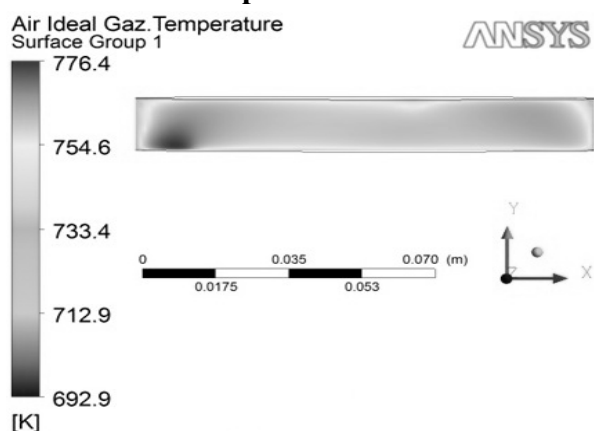


Рисунок 5 – Температурное поле топливовоздушной смеси на такте сжатия в момент времени $\tau= 0.028$ сек от начала такта сжатия

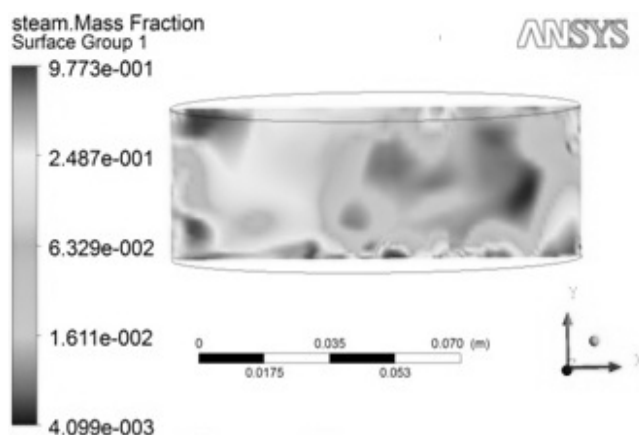


Рисунок 6 – Распределение относительной массы испарившегося топлива в цилиндре на такте сжатия в момент времени $\tau= 0.021$ сек от начала такта сжатия

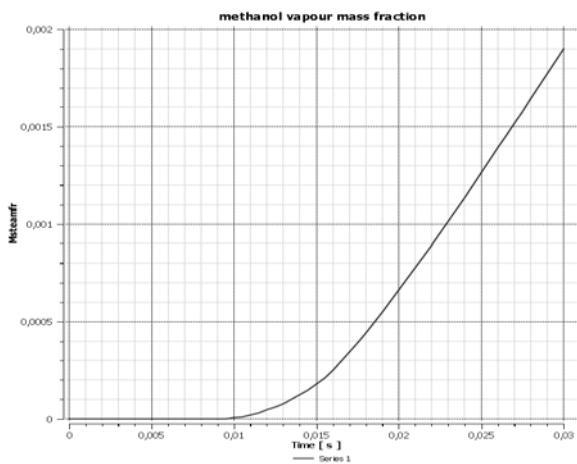


Рисунок 7 – Увеличение паровой массовой фракции топлива на такте впуска при частоте вращения коленчатого вала двигателя 1000 мин⁻¹

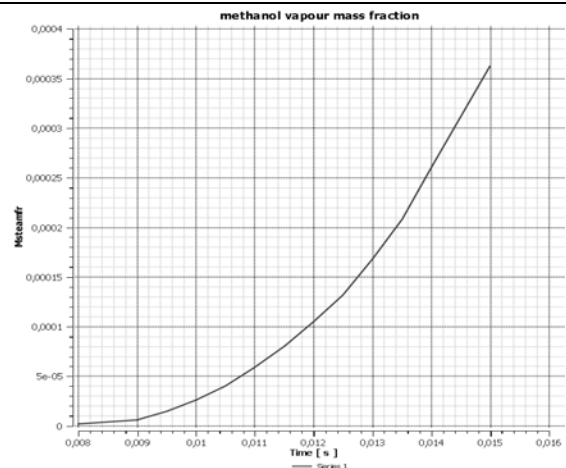


Рисунок 8 – Увеличение паровой массовой фракции топлива на такте впуска при частоте вращения коленчатого вала двигателя 2000 мин⁻¹

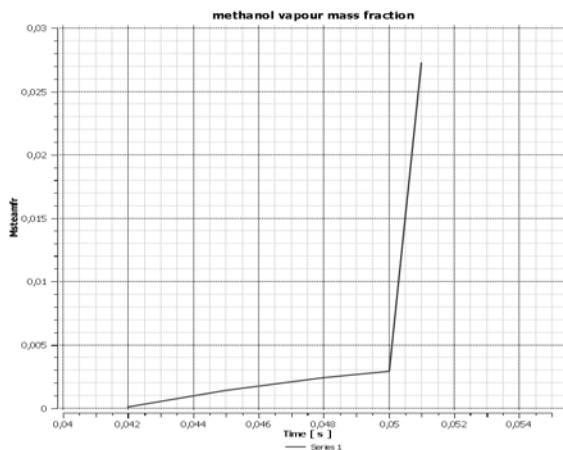


Рисунок 9 – Увеличение паровой массовой фракции топлива на такте сжатия при частоте вращения коленчатого вала двигателя 1000 мин⁻¹

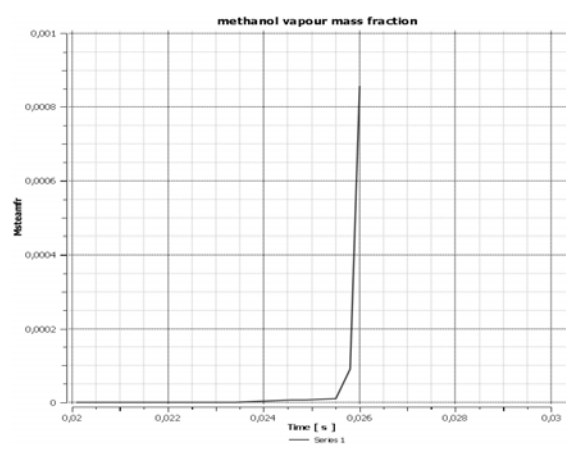


Рисунок 10 – Увеличение паровой фракции топлива на такте сжатия при частоте вращения коленчатого вала двигателя 2000 мин⁻¹

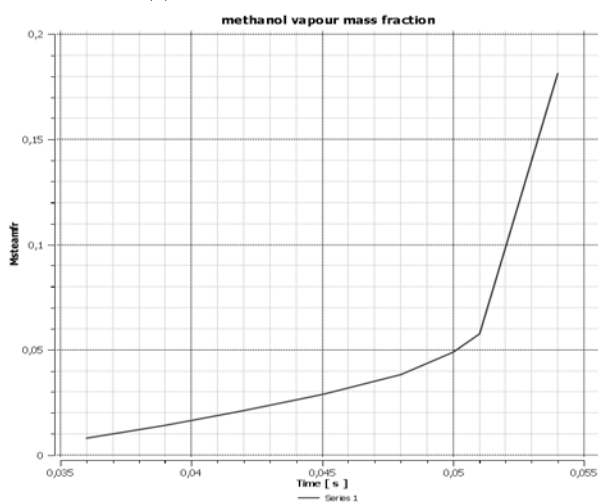


Рисунок 11 – Увеличение относительной массы паровой фракции топлива на такте сжатия при среднем диаметре капель входящего в цилиндр распыленного топлива 0,03 мм

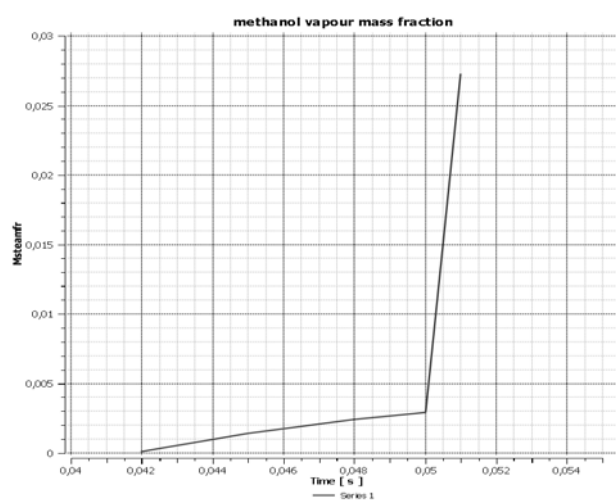


Рисунок 12 – Увеличение относительной массы паровой фракции топлива на такте сжатия при среднем диаметре капель входящего в цилиндр распыленного топлива 0,1 мм

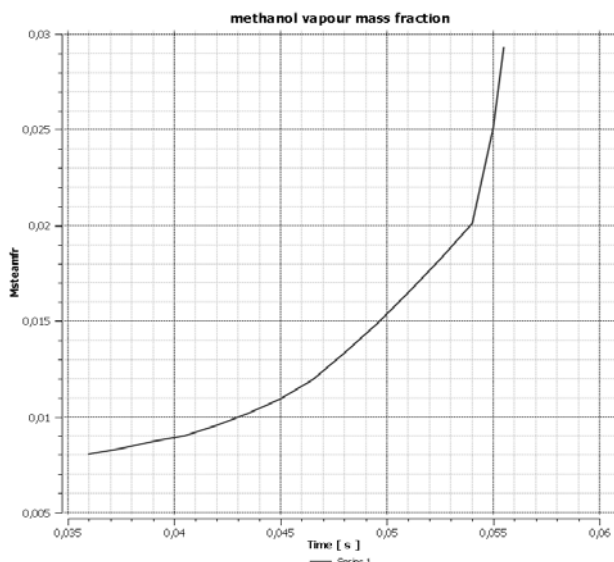


Рисунок 13 – Увеличение относительной массы паровой фракции топлива на такте сжатия при температуре поршня равной 280°C

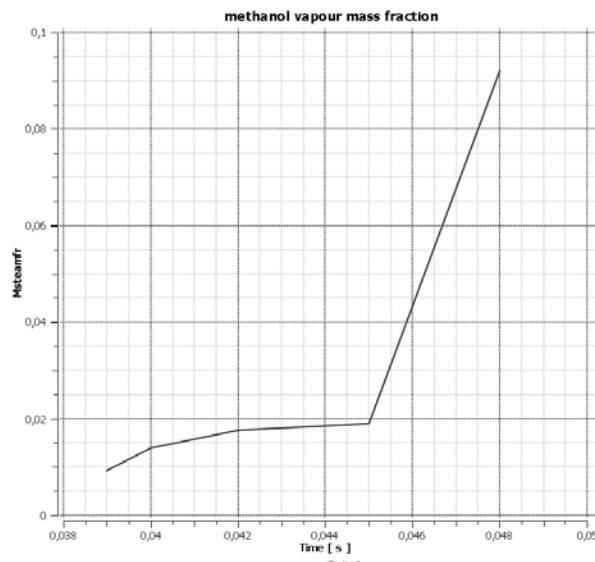


Рисунок 14 – Увеличение относительной массы паровой фракции топлива на такте сжатия при температуре поршня равной 500°C

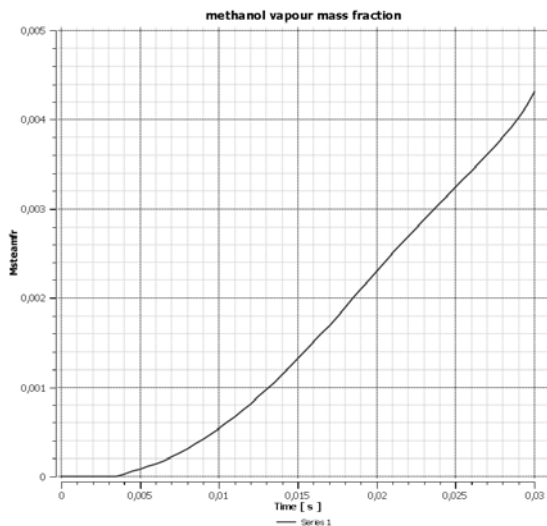


Рисунок 15 – Увеличение относительной массы паровой фракции топлива на такте впуска при температуре входящих в цилиндр воздуха и топлива равных 30°C и 60°C соответственно

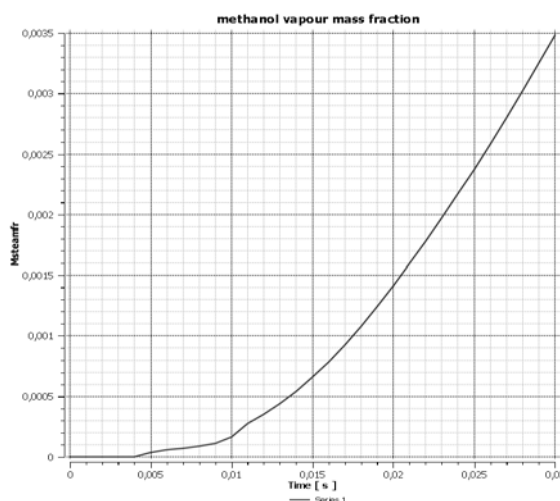


Рисунок 16 – Увеличение относительной массы паровой фракции топлива на такте впуска при температуре входящих в цилиндр воздуха и топлива равных 50°C

На такте сжатия разница в испарившемся топливе увеличивается. При температуре смеси 50°C относительная масса испарившегося топлива равна 0,05, а при температурах воздуха 30°C и топлива 60°C — 0,11 (сравнение на такте сжатия производится в момент времени 0,051сек).

Таким образом, как видно из приведенных выше графиков, наибольший эффект на процесс гомогенизации топливовоздушной смеси оказывает увеличение температуры поверхности поршня.

Проведенные варианты расчеты процесса смесеобразования на тактах впуска и сжатия в цилиндре поршневого двигателя, работающего по циклу Отто-Дизеля, показали, что степень распыла топлива и температура входящей в цилиндр топливовоздушной смеси оказывают существенное влияние на процесс гомогенизации топливовоздушной смеси.

Значительный вклад в процесс гомогенизации смеси происходит на такте впуска, поэтому впрыскивать топливо желательно в начале такта впуска.

Увеличение температуры топлива на входе в цилиндр, в отличие от увеличения температуры воздуха, не будет приводить к существенному снижению мощности и эффективности двигателя.

Поэтому интенсификация процесса гомогенизации топливоздушнoй смеси посредством подогрева топлива перед его подачей в цилиндр представляется весьма перспективной. Подогрев топлива будет эффективным и безопасным, если его осуществлять, например, горячим теплоносителем, взятым из системы охлаждения двигателя.

Наибольшее влияние на процесс испарения топлива, а следовательно, и гомогенизацию топливоздушнoй смеси, как показал расчетный анализ, оказывает увеличение температуры поверхности поршня.

Увеличение температуры поршня до 500°C и выше может быть получено за счет установки на поршень накладки из жаропрочной стали с низким коэффициентом теплопроводности или посредством нанесения на поршень керамического покрытия.

Этот вывод был подтвержден результатами экспериментальных исследований на одноцилиндровом ДВС установки ИТ9-2 при его работе по циклу Отто-Дизеля. Устойчивое самовоспламенение топливоздушнoй смеси на двигателе было получено только после установки на поршень накладки из жаропрочной стали.

Литература

1. Гусаков С.В., Вальеха Мальдонадо П., Довольнов А.М., Епифанов И.В. Транспортные ДВС с самовоспламенением гомогенного заряда. Тракторы и сельскохозяйственные машины, 2008, № 5.
2. Гусаков С.В., Махмуд Мохаммед Эль Гобаши Эль Хачар Опыт моделирования рабочего процесса ДВС с воспламенением гомогенного заряда от сжатия. Вестник Российского университета дружбы народов, 2004, № 2 (9).
3. Калмалтдинов В.Г., Марков В.А. Расчетные исследования процесса сгорания и показателей рабочего цикла НССИ двигателя работающего на смеси природного газа и диметилового эфира. АГЗК+АТ № 6 (54)/2010.
4. Калмалтдинов В.Г., Марков В.А. Влияние температуры огневой поверхности цилиндра на процесс сгорания и показатели рабочего цикла НССИ двигателя. Грузовик, 2010, № 12.
5. Райков И.Я., Макаров А.Р., и др. Конструкция автомобиля: Том 2 – Двигатель, типография ФГУП НПО машиностроения, Москва 2001.
6. Брэдшоу П. Турбулентность. Машиностроение, М., 1981.
7. Singer В.А. Modeling the transition region // NASA CR 4492 – 1993.
8. Флетчер К. Вычислительные методы в динамике жидкостей М., Мир, 1991.
9. Jones W.P. Launder В.Е. The calculation of low-Reynolds number phenomena with a two-equation model of flow near a spinning disc. // Letters in Heat and Mass transfer. -1974. -1, № 2.
10. Enwald Н., Peirano E. and Almstedt А.Е. Eulerian Two-Phase Flow Theory Applied to Fluidisation Int. J. Multiphase Flow, 22 Suppl., pp 21-66, 1996.
11. Gidaspow D. Multiphase Flow and Fluidisation. Academic Press, 1994
12. Костюков А.В., Макаров А.Р., Пустынцев М.Е., Каменный А.В. Двигатель, работающий с самовоспламенением гомогенной смеси от сжатия (НССИ-Процесс). Автомобильная промышленность, 2012, № 6.

Разработка системы двухступенчатого наддува для двигателей КАМАЗ EURO-5

д.т.н. проф. Каминский В.Н., Григоров И.Н., Каминский Р.В., Сибиряков С.В., Кучев С.М., Лихачев В.Н.

Университет машиностроения, НПО "Турботехника", НТЦ ОАО "КАМАЗ"
turbo@kamturbo.ru

Аннотация. Описывается разработанная система двухступенчатого наддува, позволяющая выполнить требования экологических норм EURO-5 на двигателях

КамАЗ.

Ключевые слова: наддув, двухступенчатый наддув, КамАЗ EURO-5.

В связи с необходимостью соблюдения международных экологических норм в НТЦ ОАО «КамАЗ» проводится работа по созданию систем двигателя, обеспечивающих выполнение норм EURO-5. Одной из главных задач в рамках этого проекта является разработка и проектирование системы наддува. В ходе совместной работы НПО «Турботехника» и НТЦ ОАО «КамАЗ» в НПО «Турботехника» была разработана программа расчета системы двухступенчатого наддува, состоящей из двух последовательно включенных в схему двигателя турбокомпрессоров низкого и высокого давления (рисунок 1). Дополнительно система снабжена охладителями надувочного воздуха после ступени низкого и высокого давления, а также системой рециркуляции отработавших газов. Для формирования характеристики двигателя в области номинальной мощности турбокомпрессор высокого давления снабжен перепускным клапаном в корпусе турбины.

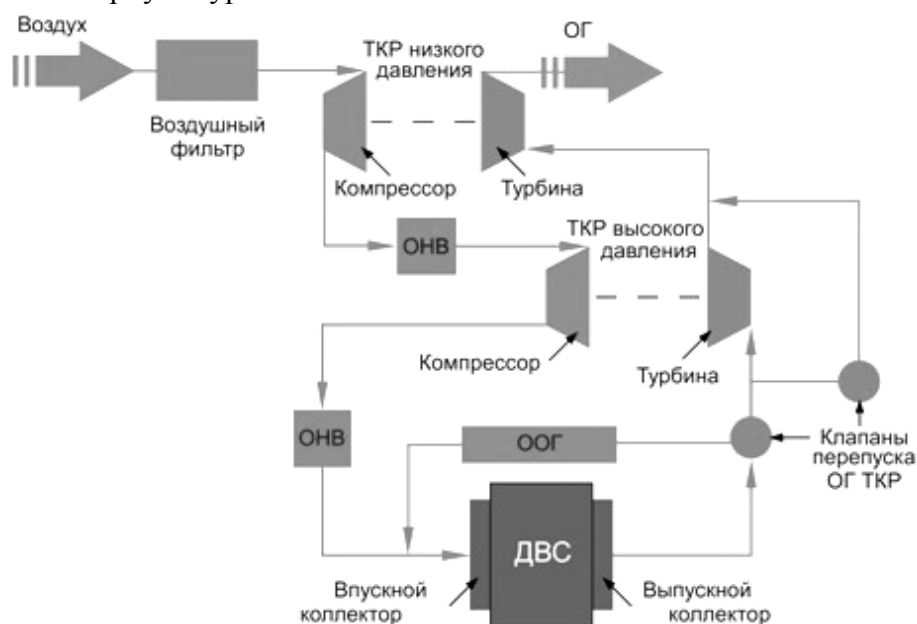


Рисунок 1 – Общая схема системы двухступенчатого наддува

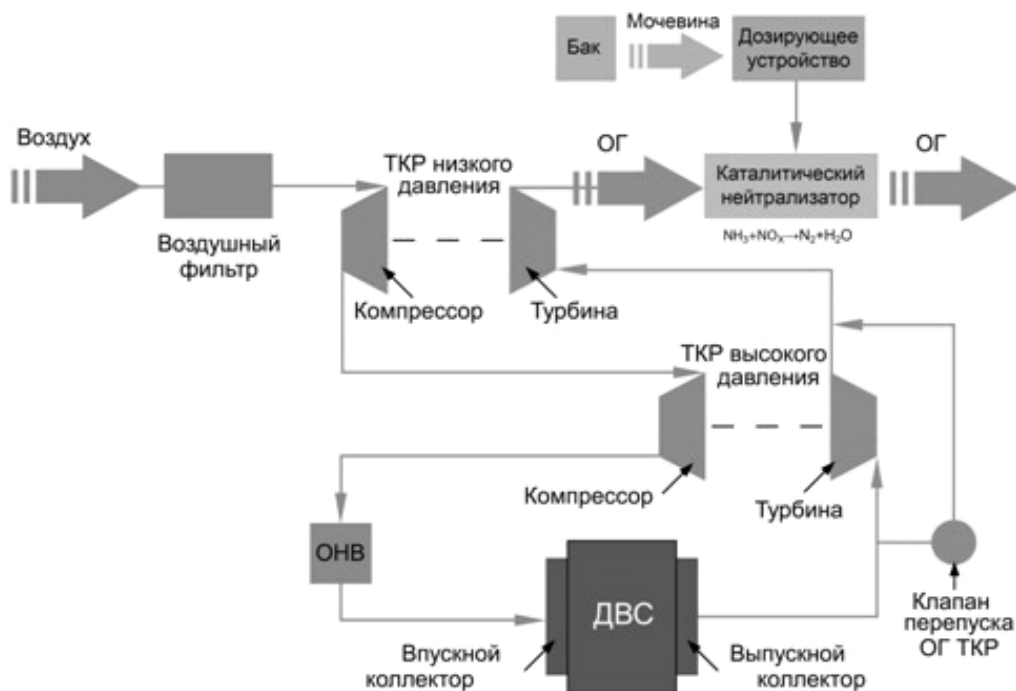


Рисунок 2 – Схема системы двухступенчатого наддува двигателя КамАЗ EURO-5

При совместной проработке НПО «Турботехника» и НТЦ ОАО "КАМАЗ" системы наддува для двигателя КамАЗ EURO-5 была принята схема с одним охладителем наддувочного воздуха после компрессора высокого давления, а система рециркуляции отработавших газов заменена на систему селективной каталитической нейтрализации (SCR) (рисунок 2). Система селективной каталитической нейтрализации основана на впрыске строго дозированного количества реагента в поток отработавших газов в присутствии катализатора, в результате чего происходит химическая реакция превращения вредных оксидов азота (NOx) в безвредные вещества – азот и воду.

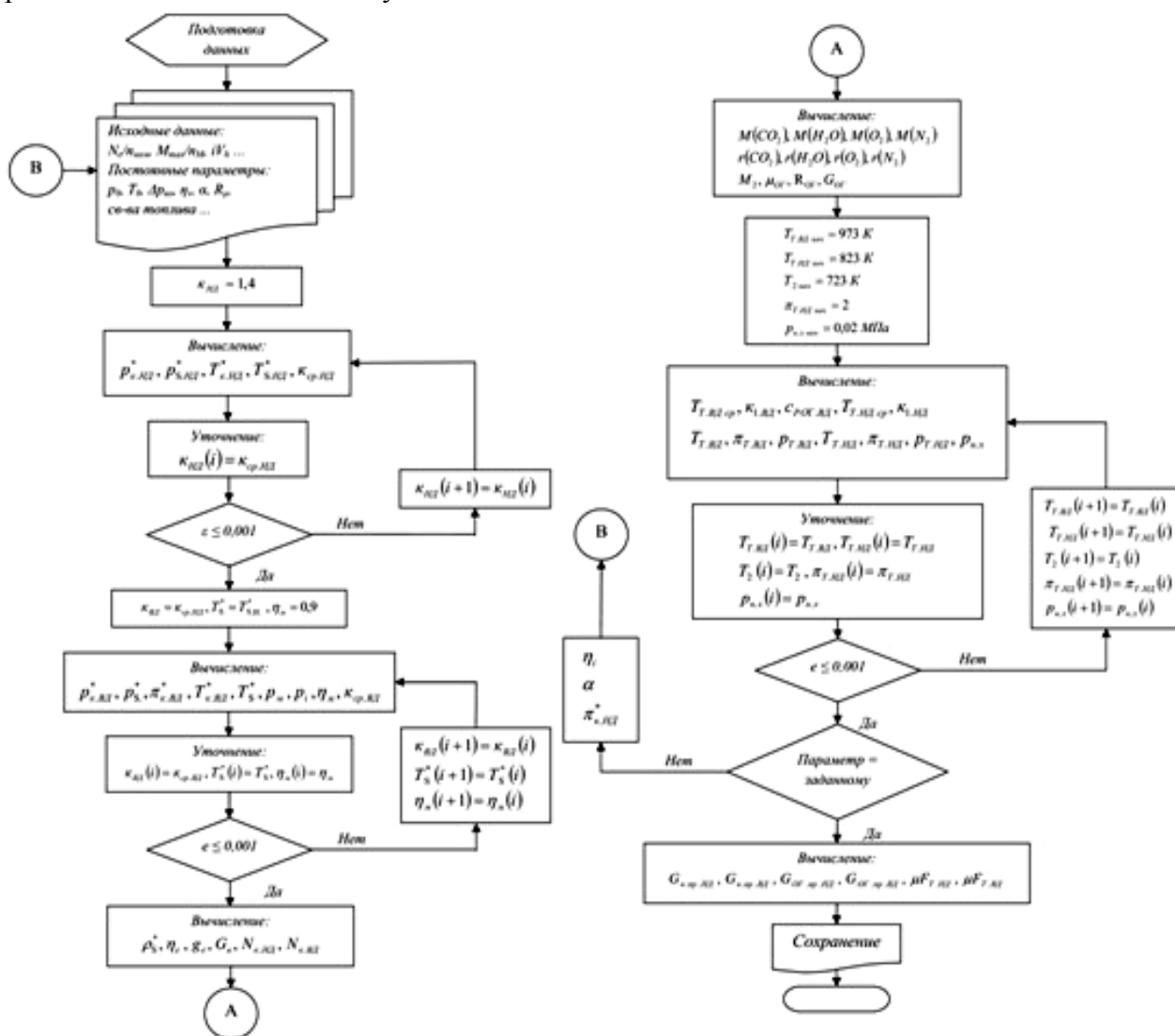


Рисунок 3 – Блок-схема расчета параметров наддува

При рассмотрении алгоритма расчета двухступенчатой системы наддува (рисунок 3) следует отметить существенные отличия данного метода расчёта от традиционно применяемых:

- формирование на первом этапе расчёта внешней скоростной характеристики двигателя по данным заказчика или по справочным [1, 2]. Количество расчётных режимов 5 и более;
- задание параметров цикла, используемых в расчёте, на основании аппроксимирующих зависимостей;
- учёт наличия рециркуляции отработавших газов;
- уточнение коэффициентов политроп сжатия воздуха в компрессоре и расширения газа в турбине в ходе расчёта методом последовательного приближения;
- определение располагаемых параметров газа перед турбиной на основе анализа теплоиспользования в цилиндре;
- определение необходимой пропускной способности турбины [3] и подбор конкретной

турбины и её геометрии из модельных рядов НПО «Турботехника» на основании заданных аппроксимирующих зависимостей;

- возможность проведения вычислений для достижения заданных значений площади начального сечения корпуса турбины FT0 [3, 4, 5], пропускной способности турбины μFT , температуры газа перед турбиной;
- в ходе расчёта на каждом режиме варьируются только три параметра.

В отличие от расчета одноступенчатой системы наддува, при расчете двухступенчатой системы необходимо не только согласование параметров ТКР с поршневой частью двигателя, но и согласование совместной работы ТКР НД и ТКР ВД.

На первом этапе расчёта на основании имеющихся технических данных двигателя КамАЗ EURO-5 и информации, приведенной в технической литературе [1, 2], сформирована внешняя скоростная характеристика двигателя (рисунок 4). Минимально необходимая информация для выполнения первого этапа расчёта – протекание крутящего момента и удельного эффективного расхода топлива двигателя по ВСХ.

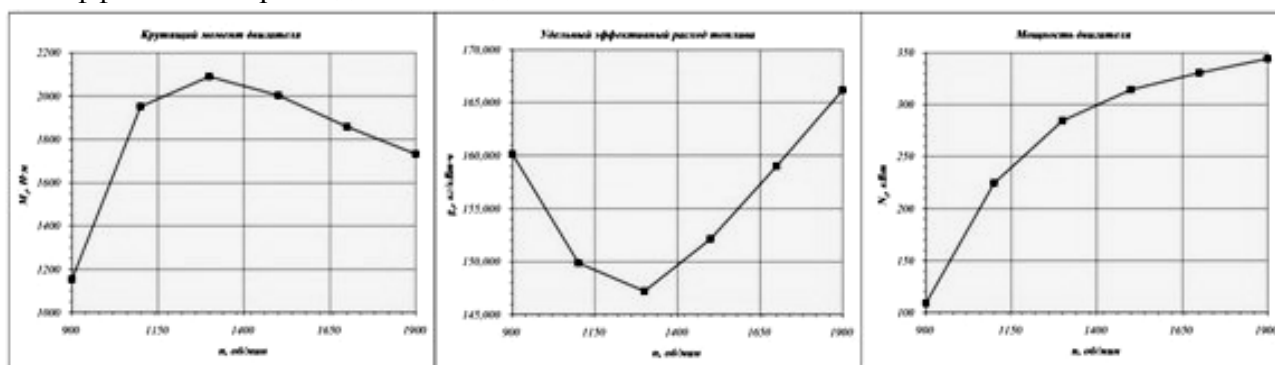


Рисунок 4 – Заданные параметры ВСХ двигателя КамАЗ EURO-5

На втором этапе по заданным параметрам ВСХ в расчетных точках последовательно решаются системы уравнений для определения необходимых параметров компрессоров низкого и высокого давления. Для определения необходимых параметров турбин низкого и высокого давления вводится итерационный процесс, за критерий сходимости принимается мощностной баланс турбокомпрессора, а именно: равенство мощностей компрессора и турбины ($N_{к.нд} = N_{т.нд}$ и $N_{к.вд} = N_{т.вд}$).

На третьем этапе по результатам расчета методом последовательного приближения уточняются следующие параметры:

- коэффициент избытка воздуха уточняется исходя из обеспечения максимальной температуры газа перед турбиной высокого давления 700 0С;
- индикаторный кпд цикла двигателя уточняется исходя из обеспечения заданного расхода топлива. При отсутствии заданного расхода топлива по ВСХ программа использует аппроксимирующую функцию расхода топлива;
- степень повышения давления турбокомпрессора низкого давления уточняется исходя из обеспечения расходной характеристики совместной работы двигателя и системы наддува при сопоставлении требуемых параметров двигателя и характеристик компрессорных ступеней низкого и высокого давления;
- адиабатический кпд компрессорной ступени и эффективный кпд турбинной ступени турбокомпрессора низкого и высокого давления.

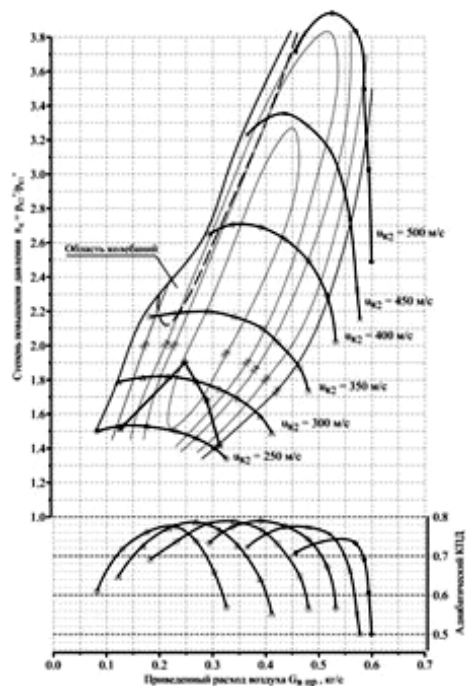
Подбор турбокомпрессоров выполнялся при наложении расходной характеристики двигателя на характеристики компрессорной (рисунок 5) и турбинной ступеней (рисунок 6).

В результате подбора были определены турбокомпрессоры:

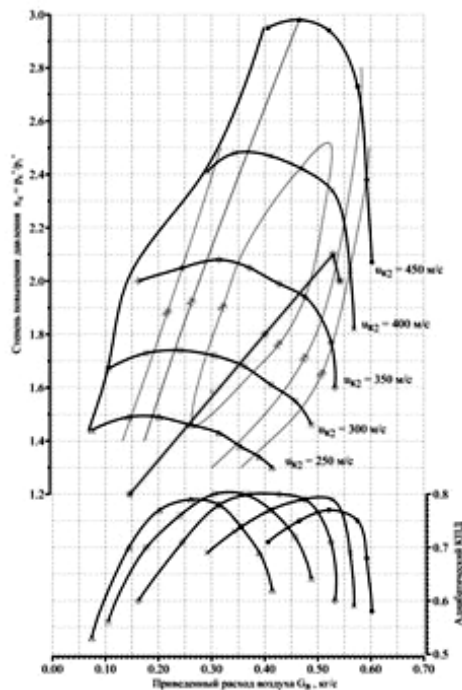
- ТКР низкого давления – ТКР 100-16;
- ТКР высокого давления – ТКР 90.06.12.

Анализируя результаты наложения расходной характеристики двигателя на характеристики компрессорной и турбинной ступеней, следует отметить следующее:

- характеристики компрессорной ступени ТКР низкого и высокого давления хорошо согласуются с расходной характеристикой двигателя, обеспечивая большой запас по помпажу;
- характеристики турбинной ступени ТКР низкого и высокого давления обеспечивают требуемую мощность компрессора по всей расходной характеристике двигателя. Для обеспечения требуемой мощности компрессорной ступени пропускная способность турбины μFT и приведенный расход газа ГГ ПР должны располагаться ниже расходной характеристики двигателя.

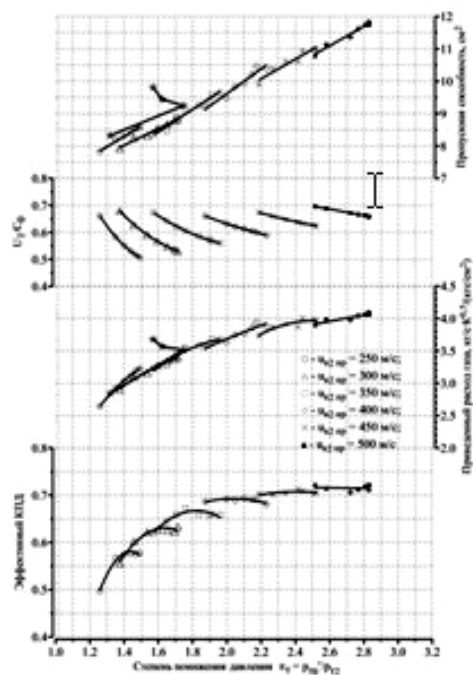


ТКР 90.06.12

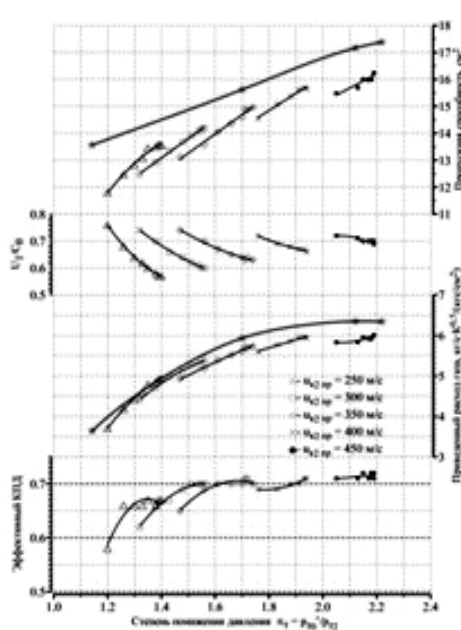


ТКР 100-16

Рисунок 5 – Характеристики компрессоров ТКР 90.06.12 и ТКР 100-16 с расходной характеристикой двигателя КамАЗ EURO-5



ТКР 90.06.12



ТКР 100-16

Рисунок 6 – Характеристика турбин ТКР 90.06.12 и ТКР 100-16 с расходной характеристикой двигателя КамАЗ EURO-5

На основании выполненного расчета первоначально произведена компоновка 3-мерной модели систему двухступенчатого наддува при помощи программно-вычислительные комплекс Pro/ENGINEER Wildfire 3.0. с согласованием габаритно-присоединительных размеров с НТЦ ОАО "КАМАЗ", а впоследствии данная система наддува была смонтирована на двигателе КамАЗ EURO-5 (рисунок 7).

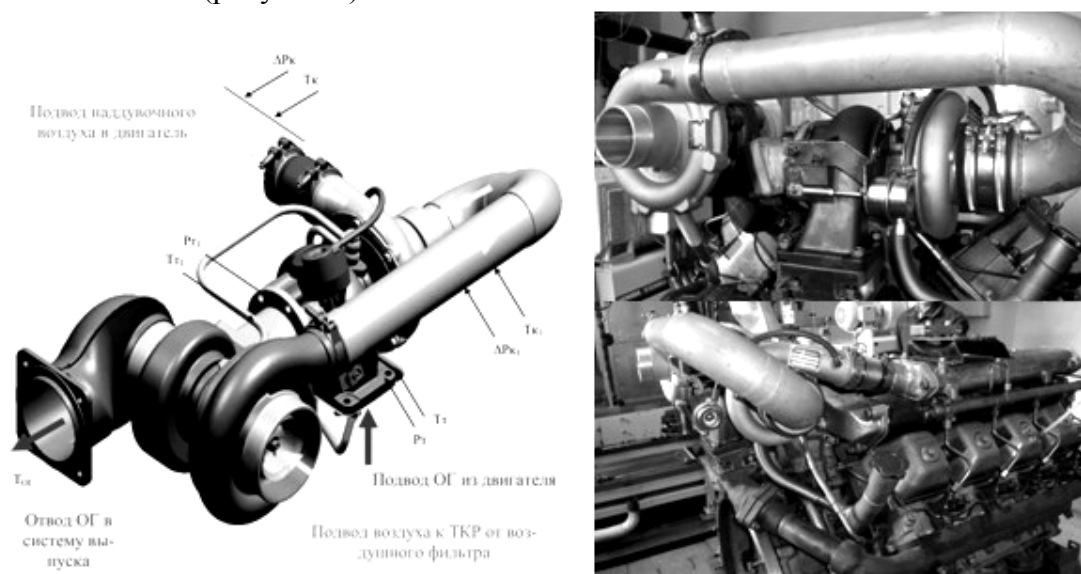


Рисунок 7 – Компоновка системы двухступенчатого наддува двигателя КамАЗ EURO-5

Результаты стендовых моторных испытаний показали (рисунок 8), что система последовательного двухступенчатого наддува производства НПО "Турботехника" позволяет существенно улучшить параметры двигателя по всей ВСХ и особенно в области низких частот вращения, обеспечивая при этом экологические нормы EURO-5.

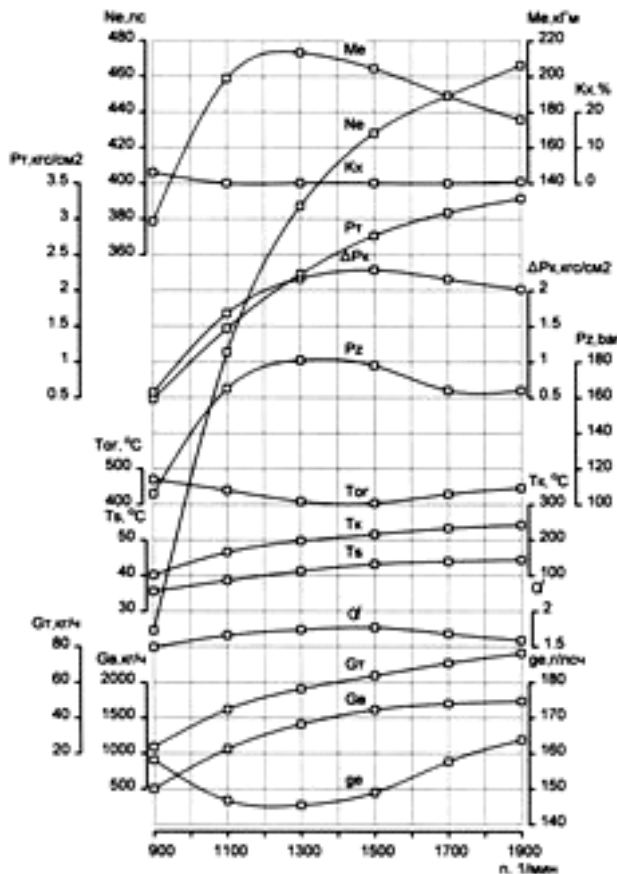


Рисунок 8 – ВСХ двигателя КамАЗ EURO-5 с использованием двухступенчатого наддува производства ЗАО «НПО «Турботехника»

В результате анализа полученных расчётных параметров системы наддува и моторных испытаний двигателя КамАЗ EURO-5 (рисунок 9) доказано, что разработанная программа расчета системы двухступенчатого наддува обеспечивают хорошую сходимость результатов расчёта и моторных испытаний двигателя, тем самым подтверждая эффективность и адекватность разработанной модели расчета.

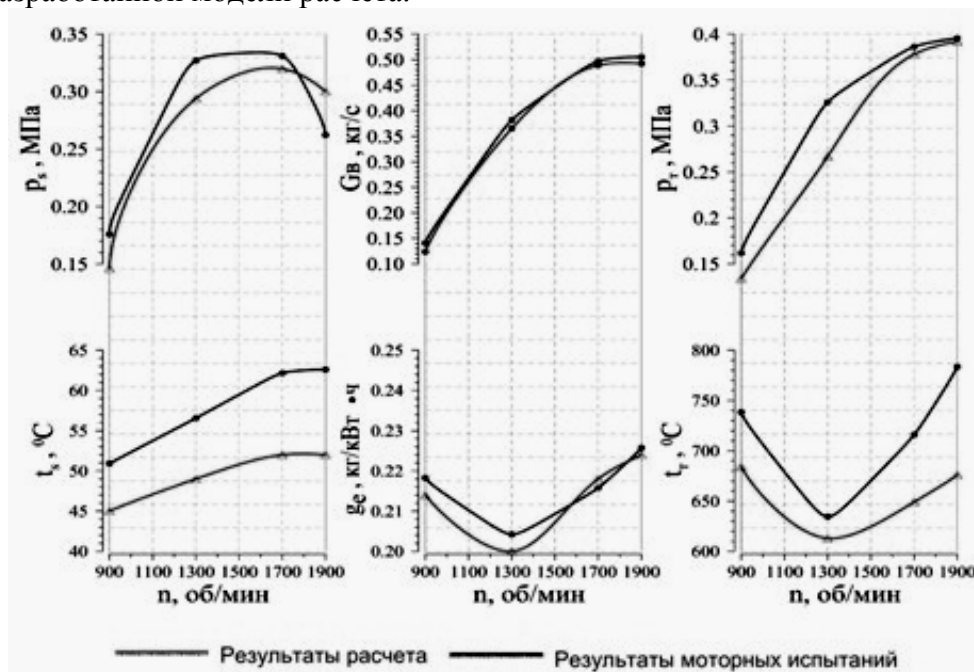


Рисунок 9 – Сравнительные результаты расчёта параметров системы наддува и моторных испытаний двигателя КамАЗ EURO-5

Выводы

Разработанная методика расчёта 2-х ступенчатой системы наддува обеспечивает хорошую сходимость результатов расчёта и моторных испытаний двигателя.

Эффективность системы наддува определяется качеством согласования и достигнутым уровнем эффективности ТКР, входящих в состав системы.

Эффективность двухступенчатой системы наддува оказывает непосредственное влияние на показатели двигателя: на режимах с большей эффективностью двигатель имеет более высокий уровень наддува, лучшие показатели по дымности и удельному расходу топлива. Повышение уровня наддува на низких оборотах двигателя позволяет снизить выбросы оксида углерода и твердых частиц.

Эффективность работы системы наддува в целом определяется также качеством проектирования её составляющих.

Литература

1. Орлин А.С., Круглов М.Г. и др. Двигатели внутреннего сгорания. 4 изд. кн.4. Системы поршневых и комбинированных двигателей. М., Машиностроение, 1985.
2. Луканин В.Н., Шатров М.Г., и др. Двигатели внутреннего сгорания: Кн. 1: Теория рабочих процессов. М. Высш. шк., 2005.
3. Лямцев Б.Ф., Микеров Л.Б. Турбокомпрессоры для наддува двигателей внутреннего сгорания. Теория, конструкция и расчет. Учебное пособие. Ярославль, 1995.
4. Симсон А.Э., Каминский В.Н., Моргулис Ю.Б., Поветкин Г.М., Азбель А.Б., Кочетков В.А.. Турбонаддув высокооборотных дизелей. М., «Машиностроение», 1976. 288с.
5. Лашко В.А. Методы оценки эффективности систем газотурбинного наддува комбинированных двигателей внутреннего сгорания. Хабаровск, 2006.

Создание и производство турбокомпрессоров и других агрегатов и систем двигателя с использованием информационных технологий

д.т.н. проф. Каминский В.Н., Каминский Р.В., Гусак А.А., Сибиряков С.В.,
Корнеев С.А., Ковальцов И.В., Сергеев А.С., Ищенко Н.В., Олисова Т.А.
Университет машиностроения, НПО «Турботехника»

turbo@kamturbo.ru

Аннотация. Представлен обзор системы информационных технологий, внедренной в НПО «Турботехника» для разработки и производства турбокомпрессоров и других агрегатов и систем двигателя.

Ключевые слова: информационные технологии, турбокомпрессор, информационная структура, программный продукт.

Сегодня перед отечественной промышленностью и высшей школой стоят единые цели, так как современное производство невозможно без высококвалифицированных специалистов. При этом очевидно, что молодым специалистам необходимы рабочие места, где они смогут найти применение знаниям, полученным в высшей школе.

В данной статье представлен более чем двадцатилетний опыт и результаты создания НПО «Турботехника» – специализированного научно-технического комплекса по разработке и производству турбокомпрессоров и других агрегатов и систем двигателя.

Мировой рынок диктует высокие требования к разработчикам и производителям, и высокотехнологичность производства с применением самых современных информационных технологий является необходимым условием существования конкурентоспособного предприятия.

Это в полной мере относится к разработчикам и производителям систем и агрегатов транспортных средств, если учитывать высокий уровень зарубежных производств этой отрасли вкупе с процессом глобализации рынков.

Мы на своем опыте убедились, что создание единой ИТ-среды, охватывающей полный цикл от концепции продукта до передачи готового продукта заказчику (рисунок 1), позволяет не только унифицировать и гармонизировать весь цикл бизнес-процессов, но и создать эффективную систему решения текущих вопросов, повысить производительность и ускорить темпы роста и развития предприятия. Турбокомпрессор от возникновения потребности в продукте и концепции продукта до его реализации проходит целый ряд этапов.

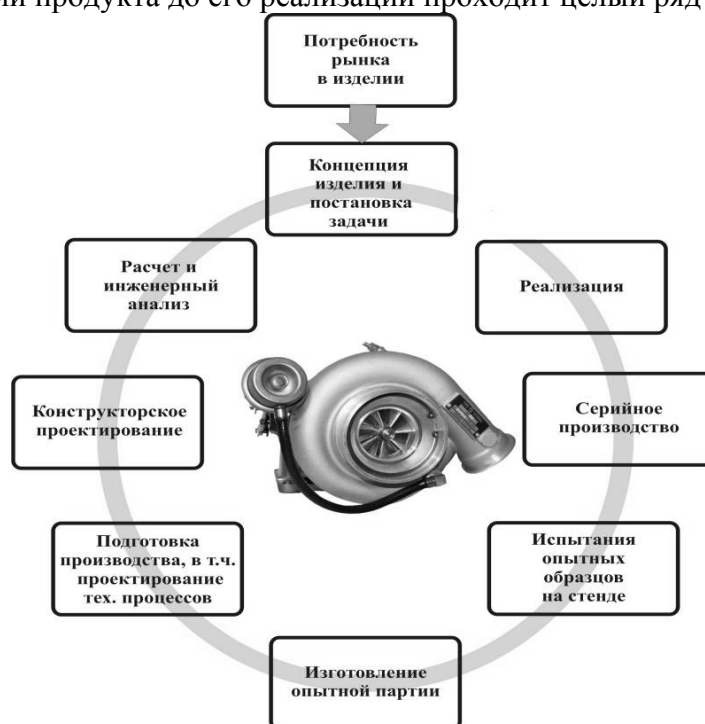


Рисунок 1

Для обеспечения прохождения этого цикла нами разработана и применяется информационная структура предприятия, представляющая собой многогранную и сложную совокупность различных систем (рисунок 2).

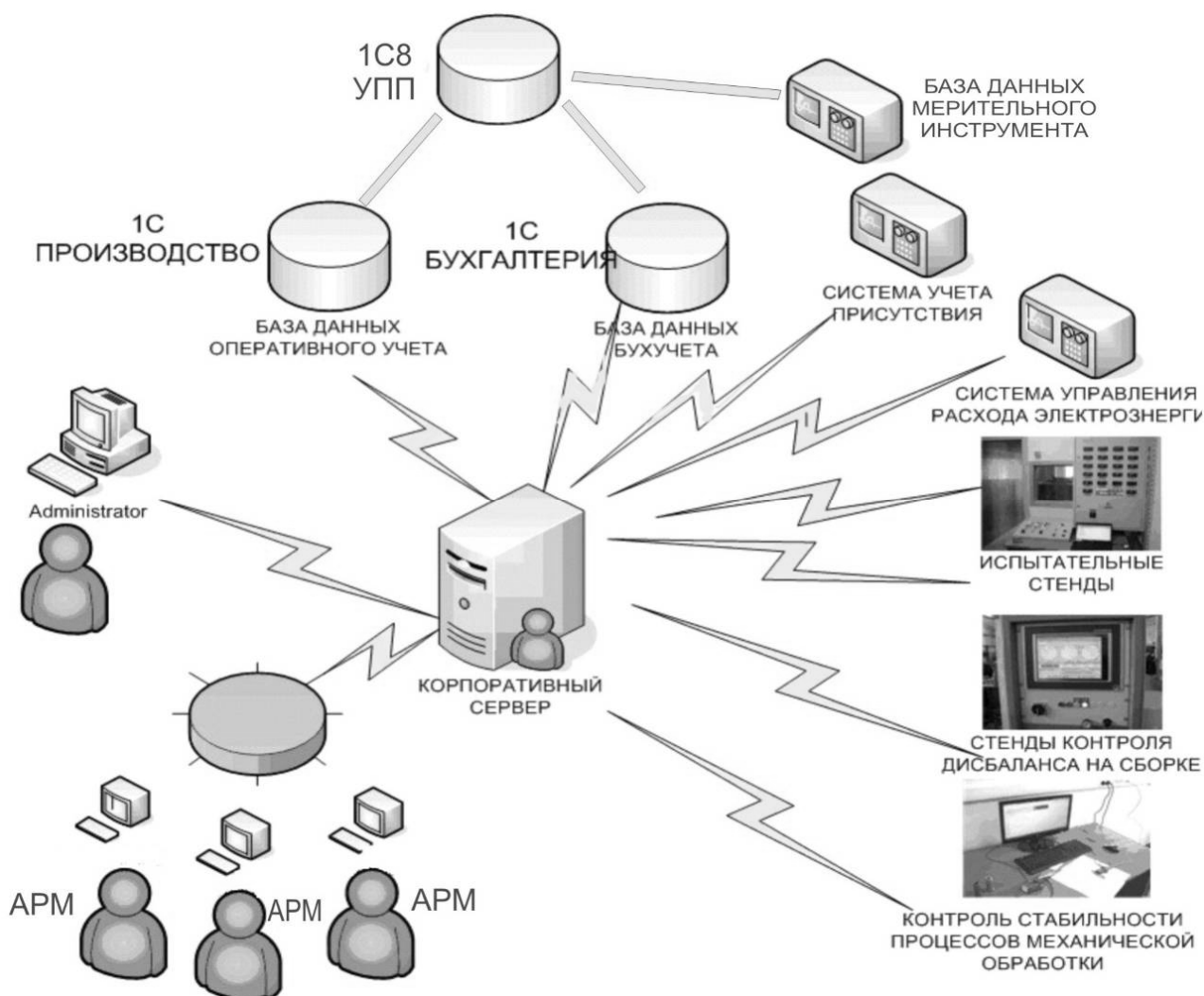


Рисунок 2

IT-технологии, внедренные на нашем предприятии, можно условно разделить на два контура:

- сеть (программный комплекс) оперативного управления на базе 1-С;
- программно-информационный комплекс по разработке и проектированию турбокомпрессоров и других агрегатов и систем двигателя.

Сеть оперативного управления включает следующие элементы (рисунок 3).

Информационный комплекс на базе стандартной конфигурации 1С Предприятие версии 7.7 используется на предприятии в течение 10 лет. Изначально было принято решение разделить оперативный и бухгалтерский учет на два модуля - 1С Производство и 1С Бухгалтерия. Почти все стандартные решения конфигурации 1С Производство были заменены на собственные. В систему 1С Производство вошли автоматизированная конструкторская и технологическая база предприятия, процессы получения заказа, планирования закупок и этапы планирования и производства продукции, складские операции, управление финансовыми потоками предприятия. Оперативный контроль за себестоимостью продукции дал возможность принимать верные управленческие решения. Например, удалось добиться снижения оборачиваемости запасов на складе при том, что основная доля поставок приходится на импорт. Эффектом внедрения IT-системы стало выполнение требований надежности и безопасности продукции.

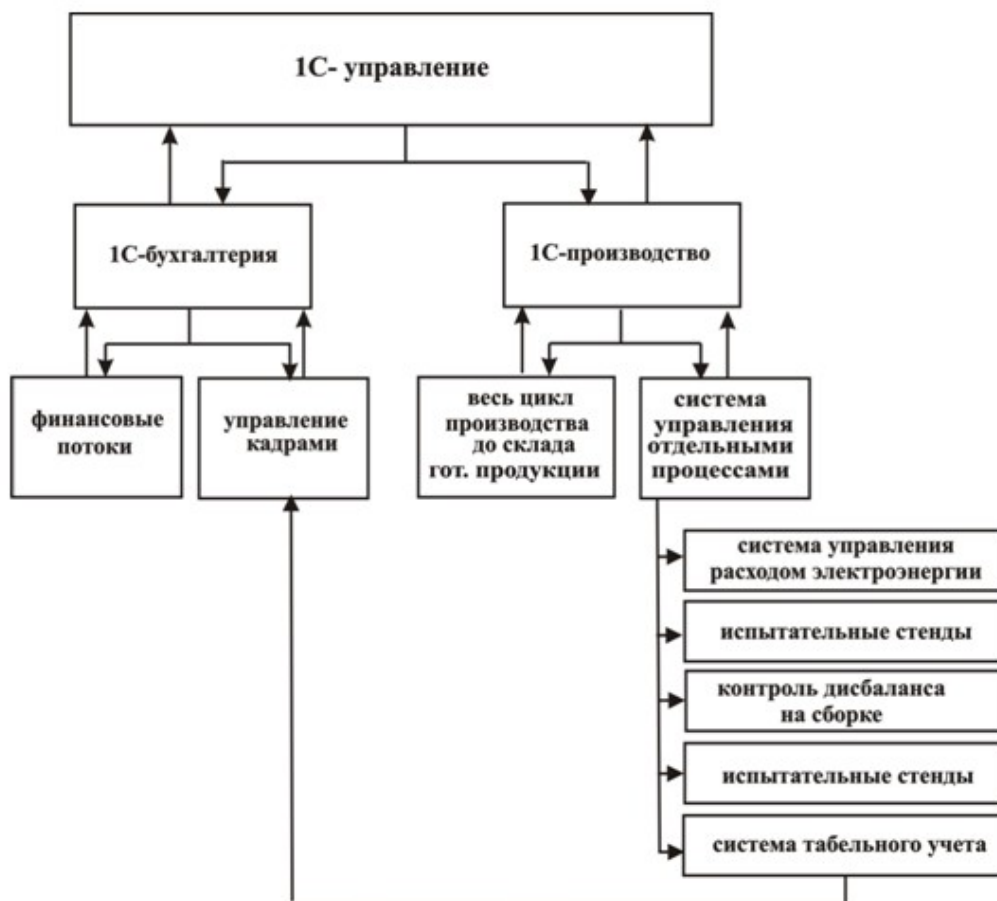


Рисунок 3

Сейчас информационная сеть предприятия включает 30 автоматизированных рабочих мест. Часть рабочих мест оснащена оборудованием автоматического сбора и показа информации — принтерами и сканерами штрих-кода. Штрих-кодирование нашло позитивный отклик у наших основных клиентов. Введение информационного табло служит целям получения оперативной информации о ходе сборки (рисунок 4). Все уровни от рабочих сборки до управляющего персонала контролируют эту информацию, принимая меры и достигая общей цели выполнения плана.



Рисунок 4

Выполнение плана сборки зависит от своевременной поставки комплектующих. Организованный на предприятии цех механической обработки гарантирует запас комплектующих при возникновении перебоев с поставками. Опытное производство обеспечивает нужды НИОКР.

За качественными показателями процессов мехобработки следят отделы метрологии и измерений и отдел технического контроля. В базе ими ведется учет средств измерения и контроля и составляются графики поверок (рисунок 5).

ГРАФИК поверки средств измерений							
Вид измерений Линейные							
Наименование	Тип	Заводской номер	Метрологические характеристики		Периодичность поверки (месяц)	Дата посл. поверки	Место проведения поверки
			Класс точности, погрешность	Предел (диапазон) измерений			
2		3		4	5	6	7
Штангенциркуль ШЦ-250		08008852	0.00		12	09.09.10	СФГУ Менд.ЦСМ
Штангенциркуль ШЦ-250		08008868	0.00		12	09.09.10	СФГУ Менд.ЦСМ
Штангенциркуль ШЦ-250		08012950	0.00		12	14.10.10	СФГУ Менд.ЦСМ
Штангенциркуль ШЦ-250		08012952	0.00		12	14.10.10	СФГУ Менд.ЦСМ
Штангенциркуль ШЦ-250		08012954	0.00		12	14.10.10	СФГУ Менд.ЦСМ
Штангенциркуль ШЦ-250		08012957	0.00		12	14.10.10	СФГУ Менд.ЦСМ
Штангенциркуль ШЦ-250		125669	0.00		12	12.05.11	СФГУ Менд.ЦСМ

Рисунок 5

По каждому случаю выбраковки детали мехобработки составляется извещение о несоответствии, анализируются и принимаются меры по искоренению причин. В обсуждении свое решение выносят следующие отделы: технологов, конструкторов, производства, закупок, ОТК. Информация заносится в систему (рисунок 6).

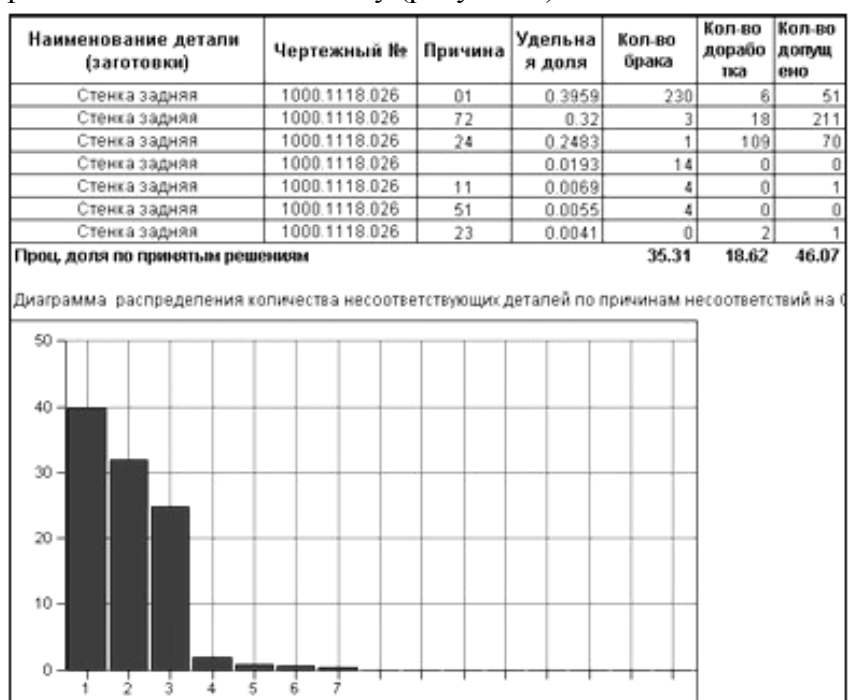


Рисунок 6

Общие объемы плановых и фактических выпусков и продаж, планируемые и фактиче-

ские доходы и расходы сводятся в едином консолидированном отчете (рисунок 7). Этот отчет является основным при обсуждении на внутреннем собрании акционеров.

Консолидированный план-отчет *

НПО "Турботехника"

Консолидированный план-отчет за 01.01.11 - 01.07.11

	Всего		Январь		Февраль	
	Кол-во	Сумма	Кол-во	Сумма	Кол-во	Сумма
Турбокомпрессор ТКР-9-22	535	5 902 655.00	15	165 495.00	120	1 323 500.00
Турбокомпрессор ТКР-90	2 669	24 439 499.20	339	3 104 155.20	305	2 792 800.00
Турбокомпрессор ТКР-90 в/п	10	85 550.00				
Турбокомпрессор ТКР-90-03.1-02	11	99 000.00	2	18 000.00	3	27 000.00
Турбокомпрессор ТКР-90-13	35	320 488.00	5	45 784.00	5	45 784.00
Турбокомпрессор ТКР-90-14	2 310	21 152 208.00	322	2 948 489.60	303	2 774 800.00
Турбокомпрессор ТКР-90-14 в/п	60	513 300.00				
Турбокомпрессор ТКР-90-2	75	712 500.00				
Ремонт ТКР	54	516 781.00			21	200 000.00
Выполнение плана производства						
ИТОГО:	17 715	167 487 911.20	2 356	21 498 237.60	3 269	29 379 200.00
% выполнения		85.38%		87.7%		100.0%
Всего выполнено (+,-):	-3162	-26 958 875.00	-452	-3 016 245.20	165	690 000.00
То же (+,-) в %		-14.62%		-12.3%		
ТеплообменникЖМТ 650.1013600-01	5	27 730.00				
ТеплообменникЖМТ 6581.1013600-20	422	2 340 412.00	20	110 920.00	67	371 000.00
Турбокомпрессор 4Н206К682CF	1					
Турбокомпрессор ТКР-100	7 655	71 359 910.00	1 197	11 158 434.00	1 196	11 149 100.00
Турбокомпрессор ТКР-100 в/п	240	2 053 200.00	64	547 520.00	141	1 206 200.00
Турбокомпрессор ТКР-100-01	497	4 691 680.00	78	736 320.00	179	1 689 200.00
Турбокомпрессор ТКР-100-02	486	4 588 400.00	73	686 200.00	179	1 682 000.00
Турбокомпрессор ТКР-100-03	65	605 930.00	7	65 254.00	27	251 000.00
Турбокомпрессор ТКР-100-03 в/п	4	34 220.00				
Турбокомпрессор ТКР-100-04	54	503 388.00	7	65 254.00	17	158 000.00
Турбокомпрессор ТКР-100-04 в/п	4	34 220.00				
Турбокомпрессор ТКР-100-05	310	3 219 040.00	42	436 128.00	45	467 000.00

Рисунок 7

Рекламационный акт - 000004

00 | 01 | 02 | 03 | 04 | D506-1 | D506-2 | D7 | D8 | Результат

Рекламационный акт №: 000004 от 14.01.11 Код: 1.100.00.00.00.00

Модель: Турбокомпрессор ТКР-100 Заводской №: 75868

Фирма: ЗАО "НПО "Турботехника" Ответственный: Грашнев Олег Игоревич

Контрагент: Торговый дом "Дизель-МТС", ООО

Дата поступления: 18.12.10 Способ доставки: Наш транспорт

Оплата транспортного тарифа сумма: 0.00 Документ:

№ накладной контрагента: 321350 от 17.12.10

№ акта контрагента: 2213 от 01.10.10

Место обнаружения дефекта: Гарантия

Причина по акту контрагента: Другие причины

Двигатель

Модель: ЯМЗ-238ДЕ-22 Номер: А0378218

Дата выпуска: 13.01.10 Пробег: 282

№ письма вызова контрагента: 637/402-1 от 20.12.10 Срок ответа на письмо вызова: ..

№ письма о приезде контрагента: от ..

Статус одобрения этапа D0

не определен одобрен отклонен причина:

Прик. накл. 1.100.Г.00 Дата передачи на комиссию: 20.12.10

OK Закрыть Печать 8D

Рисунок 8

Учет готовой продукции ведется по заводским номерам. Проводится контроль испыта-

ний каждого экземпляра на испытательных стендах, стендах контроля дисбаланса на сборке. Прослеживается дальнейший этап — эксплуатация. Для этого этапа в модуле 1С Производство работает механизм анализа внешних рекламаций по форме 8D ISO16949. Это позволяет еще эффективней искоренять причины, вызывающие несоответствия технических параметров (рисунок 8).

Машиностроение — область быстрого развития и постоянного совершенствования в условиях жесткой конкуренции, что приводит к новым задачам автоматизации. Мы стремимся иметь единое IT-поле, которое охватит все этапы создания продукции от концепции и проектирования до производства, продажи и эксплуатации и позволит вовлечь специалистов фирмы в решение общей задачи по созданию и внедрению продукции на каждом этапе ее воплощения и обеспечит процессный принцип работы по горизонтали.

В настоящее время в НПО «Турботехника» запущена и успешно функционирует АИИС КУЭ на базе многофункциональных счётчиков «Меркурий», тепловычислителей «ТНК-100» и блоков связи фирмы «Мокса» (МОХА).

К отличительным особенностям АИИС КУЭ можно отнести следующее:

- цифровые каналы связи на всех уровнях позволяют использовать помехозащищённые протоколы обмена, исключаяющие потерю информации;
- за счёт использования многофункционального счётчика типа «Меркурий» к одному цифровому каналу подключаются до 20-и информационных каналов (измеряется напряжение, ток, мощность и т.д.);
- все измеряемые параметры сопровождаются точным астрономическим временем;
- двойное резервирование информации (в счётчике и на сервере) обеспечивает высокую надёжность системы;
- передача информации на более высокие уровни (Энергосбыт, РЭС и т.д.) осуществляется любыми стандартными средствами связи, в том числе и через Интернет;
- масштабируемость позволяет легко наращивать функции системы (количество измерительных и управляющих каналов);
- открытость (соответствие международным и промышленным стандартам) позволяет легко вносить изменения в систему при появлении новых технологий;
- весь комплекс от счётчиков до верхнего уровня включительно будет сертифицирован как тип средства измерения;
- в настоящее время ведутся работы по дополнению АИИС КУЭ системой учёта тепла и холодной воды.

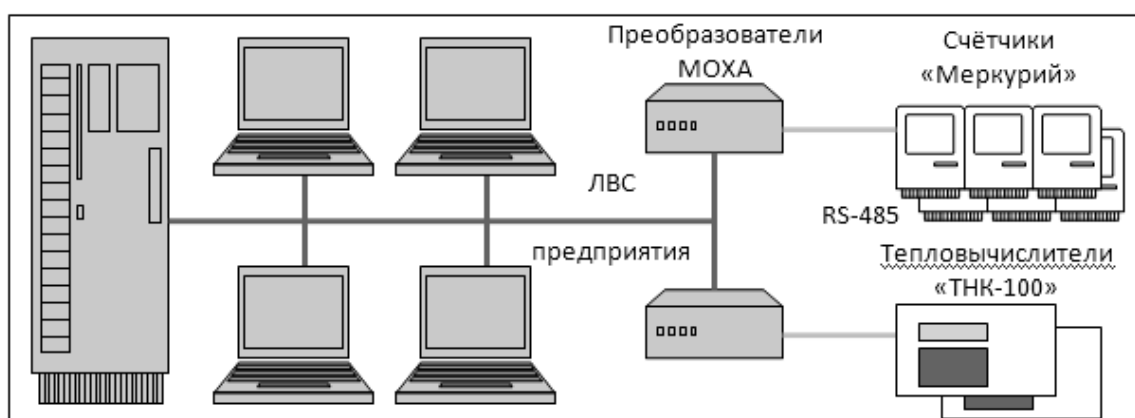


Рисунок 9

Система состоит из двух уровней (рисунок 9). Нижний уровень представляют многофункциональные счётчики «Меркурий» и тепловычислители «ТНК-100», верхний уровень — сервер и автоматизированные рабочие места (АРМы). В качестве связного оборудования используются преобразователи фирмы «Мокса», которые преобразуют протокол работы счётчиков из RS-485 в Ethernet. В качестве среды передачи данных используется ЛВС предприятия. На сервере установлена операционная система MS Windows 2008 Server, а для хранения

полученных данных используется MS SQL Server 2008.

АИИС КУЭ позволяет точно определять количество потреблённых энергоресурсов как предприятием в целом, так и его отдельно взятыми подразделениями (рисунок 10). Программный комплекс сборки и обработки данных позволяет контролировать расход энергоресурсов как в штатном (30-и минутные данные), так и в оперативном (2-х минутные данные о текущем состоянии энергопотребления) режимах. Данные по многим параметрам приборов учёта хранятся в базах данных несколько лет, что позволяет полноценно анализировать ситуацию с энергопотреблением и прогнозировать энергетические нагрузки заранее. Программным комплексом предусмотрен также вывод данных в стандартные отчётные формы.

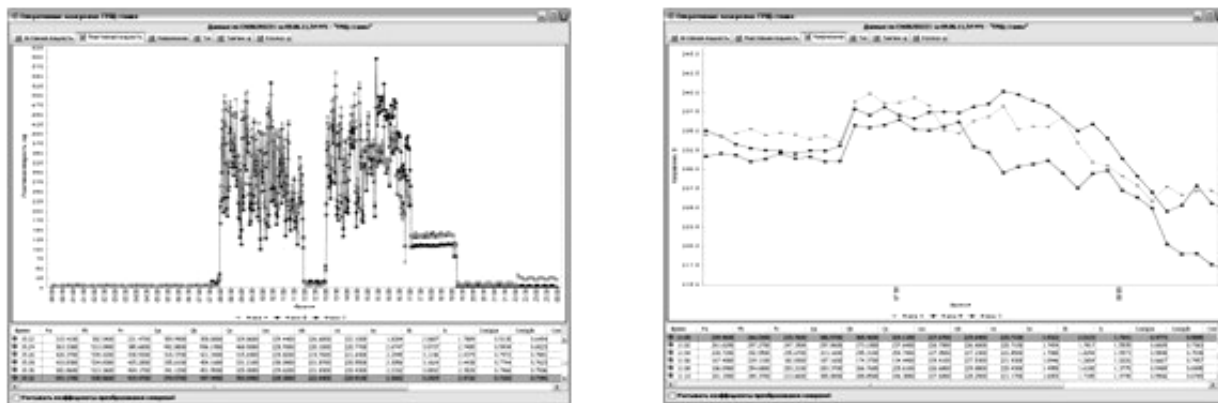


Рисунок 10

Создано программное обеспечение, предназначенное для автоматизации технологических процессов производства [1].

В связи с внедрением нового измерительного оборудования и неудобством использования программного обеспечения поставщика этого оборудования, была создана универсальная программа сбора данных.

Программа используется под управлением операционной системы Windows XP SP3. В качестве оборудования и программного обеспечения для организации связи с измерительным оборудованием используется конвертер интерфейсов фирмы MOXA NPort 5410 и штатное программное обеспечение в виде программы NPortAdministrator. В качестве среды передачи данных используется ЛВС предприятия.

Программа позволяет одновременно работать со всем подключенным измерительным оборудованием, что значительно сокращает временные затраты на переключения как между самим оборудованием, так и при переключении между программами штатного программного обеспечения, представленного производителем.

На предприятии используются балансировочные станки SCHENCK CAB950T – S. Штатное программное обеспечение, работающее на базе операционной системы MS Windows XP, обеспечивающее работу станков, сохраняет данные о балансировке детали (корпус подшипника ТКР в сборе с ротором) в формате Portable Document Format (PDF). Это затрудняет дальнейшую обработку собранной информации с целью поиска альтернативных вариантов отображения результатов и сбора статистики испытаний по следующим причинам:

- файл данных сохраняется в кодировке Identity-H, что не позволяет извлекать из него данные через стандартный буфер обмена операционной системы;
- собранная информация хранится только определенный отрезок времени, что не позволяет пользоваться данными, полученными более месяца назад;
- изначально сохраняемая информация избыточна для нужд предприятия.

В связи со всем вышесказанным было разработано программное обеспечение, которое позволило:

- сохранять только определенный перечень получаемых параметров;
- сохранять данные испытаний в удобном для нужд предприятия виде;

- сохранять данные в формате, удобном для дальнейшей обработки и хранения;
- сохранять статистику испытаний различных типов ТКР с возможностью дальнейшего её анализа;
- в перспективе объединять данные испытаний с данными о контроле прохождения деталей ТКР по территории предприятия.

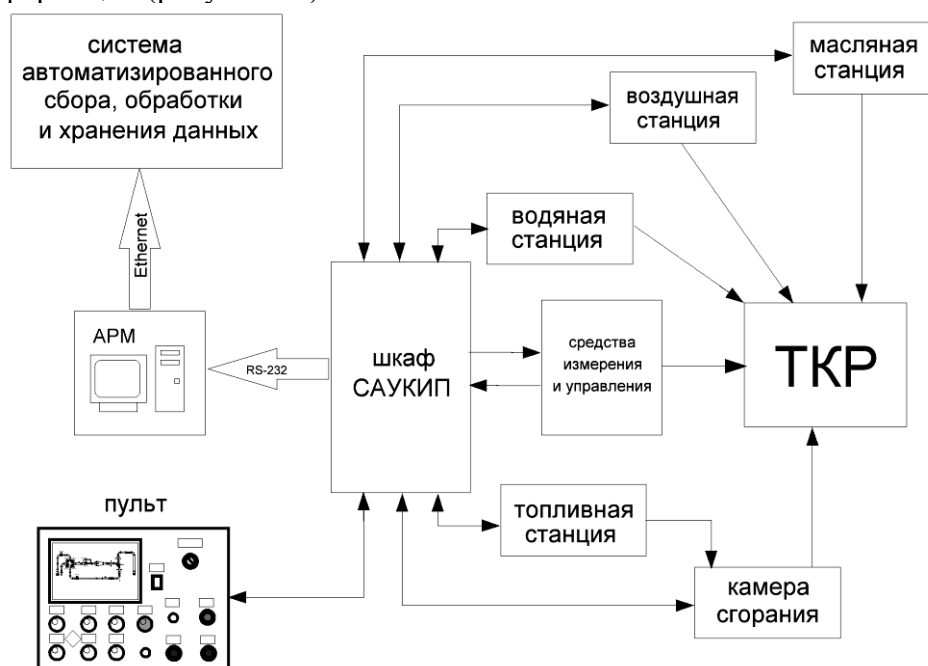
На предприятии для учета средств измерений используется MS EXCEL. Каждое средство измерения вписывается в таблицу со всеми своими характеристиками. Этот подход удобен по нескольким причинам:

- часть данных повторяется;
- поиск по базе ограничен возможностями Excel;
- отображение состояния средств измерений (поверено/не поверено) на текущую дату невозможно сделать автоматически.

Это сильно затрудняет поиск поверенных или неповеренных устройств.

В связи с этим была разработана база данных в среде MS SQL и создан интерфейс, позволяющий работать с этой базой. Такой способ хранения данных уменьшает время заполнения (использование ссылок на повторяющиеся поля) и позволяет проводить необходимую выборку из базы, что значительно экономит время выбора необходимого инструмента и время анализа общей ситуации состояния мерительного оборудования.

Процессы создания нового продукта и выпуск серийной продукции невозможны без проведения исследовательских и контрольно-измерительных испытаний, являющихся одним из важнейших звеньев в цепи жизненного цикла изделия. Для этих целей на нашем предприятии были созданы стенды контрольно-исследовательских испытаний турбокомпрессоров (СКИИТы) [2]. Стенды являются оригинальной разработкой нашего предприятия и позволяют проводить горячие испытания в условиях, максимально приближенных к эксплуатационным. Нами разработан и изготовлен уникальный стенд, работающий как по замкнутой схеме при проведении контрольных испытаний для серийной продукции, так и по разомкнутой схеме для исследовательских испытаний опытных образцов. Переход от одной схемы к другой осуществляется специализированным узлом преобразования. СКИИТы оборудованы средством человеко-машинного интерфейса, позволяющего в режиме реального времени контролировать и снимать параметры, а также системой автоматического сбора, обработки и хранения информации (рисунок 11).



Функциональная схема стенда испытаний турбокомпрессоров

Рисунок 11

Все цифровое оборудование было приобретено у фирмы ОВЕН. Из всех возможных протоколов обмена данными выбран ModBus как самый быстрый и самый универсальный.

При создании стенда проделана следующая работа:

- создание соединения между приборами ОВЕН по протоколу ModBus;
- реализация управления стендом средствами дискретных входов и выходов МДВВ;
- программирование логического контроллера ПЛК 154 для сбора и передачи данных с измерительных приборов;
- реализация удаленного управления стендом и мониторинга измерительных приборов средствами сенсорной панели СП270;
- оповещение о критических ситуациях сообщениями и звуковыми сигналами на панели СП270;
- обмен данными с сервером для отображения и сохранения данных на компьютере.

Разработана программа управления контроллером, которая контролирует весь технологический процесс. Программа написана в среде CoDeSys V 2.3 [3]. Контроль осуществляется за счет входов и выходов МДВВ. Каждый из выходов может иметь значение либо 0, либо 1. Большая часть программы построена именно на этом принципе. Ошибки, отображаемые панелью, также запрограммированы в ПЛК. Это сделано с помощью таких функций, как таймер и генератор импульсов. Обмен данными по сети Ethernet осуществляется протоколом ModBus. ПЛК является клиентом, а ПК сервером.

Минимальный цикл программы длится 6 мс, опрос МДВВ происходит каждые 20 мс. В связи с этим возможны задержки не более чем на 1 секунду при использовании органов управления.

Программное обеспечение продукта играет первостепенную роль в создании нового продукта, т.к. на ранней стадии, т.е. стадии разработки и проектирования, можно с наименьшими финансовыми и временными затратами получить желаемый результат (рисунок 12).

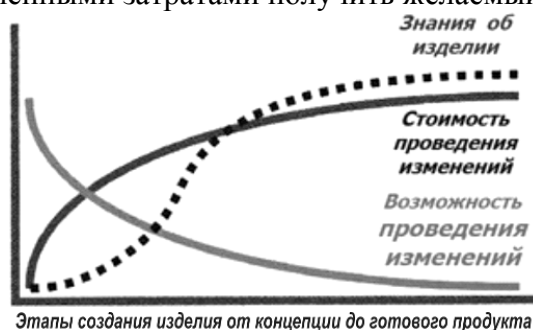


Рисунок 12

Программно-информационный комплекс по разработке и проектированию турбокомпрессоров и других агрегатов и систем двигателя разрабатывался и совершенствовался на протяжении всего времени существования предприятия и основывался на собственных ноу-хау, мировых разработках, многолетней экспериментальной базе.

Комплекс включает в себя все этапы по разработке и проектированию, начиная от моделирования двигателя и расчета характеристик воздухообеспечения. На всех этапах расчетов используются опытные и статистические данные. Поэтапно производятся газодинамические и прочностные расчеты (рисунок 13) [4].

Созданный на предприятии расчетный комплекс по определению геометрических параметров, газодинамических и прочностных расчетов, согласования с двигателем позволяют в кратчайшие сроки с минимальными потерями финансовых и временных ресурсов проектировать новые изделия, отвечающие современным требованиям.

Одним из основных элементов высоких аэродинамических характеристик наших турбокомпрессоров является использование разработанной в НПО «Турботехника» программы определения геометрии рабочих колес компрессора, турбины и сопловых аппаратов с определением геометрических параметров и согласованием работы турбокомпрессора с двигателем [5].

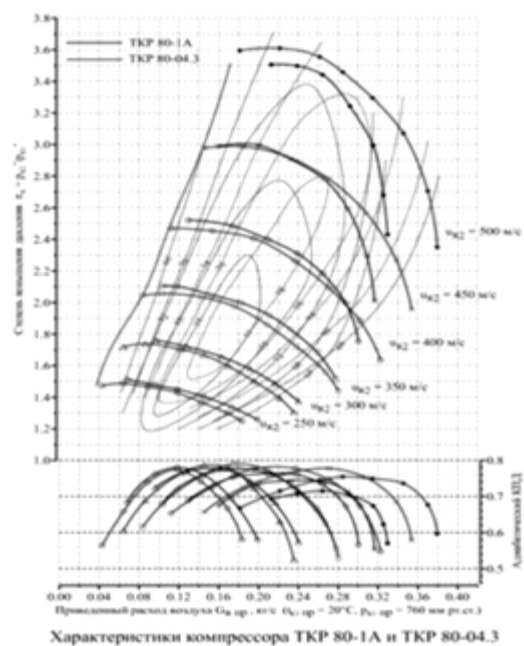
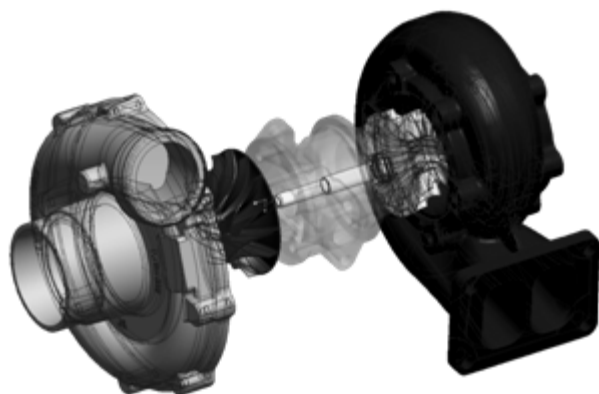


Рисунок 13

После анализа и корректировки результатов расчетов процесс переходит к этапу разработки конструкторской документации.

По разработанной геометрии изготавливается литейная оснастка для производства колес и корпусов лопаточных машин и создаются опытные образцы. После получения положительных результатов испытаний опытных образцов изделия и окончательной корректировки конструкторской документации наступает этап разработки технологии и организации массового производства.

Внедрение НПО «Турботехника» IT-технологий практически во все стадии от концепции продукта до склада готовой продукции является залогом успешного развития объединения.

Подтверждением является то, что, несмотря на мировой экономический кризис, мы сохранили и сейчас наращиваем объемы производства (рисунок 14).

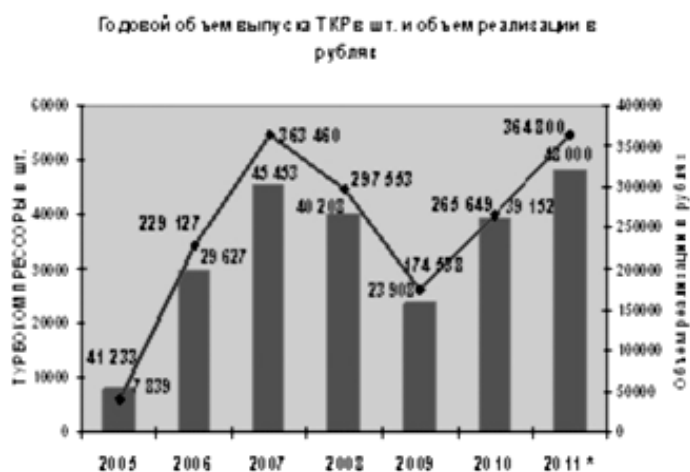


Рисунок 14

На сегодняшний день мы выпускаем около 40 моделей ТКР и почти столько же их модификаций от наименьшей размерности (ТКР-44) до наибольшей (ТКР-155).

Особое внимание уделяется развитию новых направлений: ведутся разработки системы регулируемых турбокомпрессоров, создан и проходит испытания электротурбокомпрессор, практически не имеющий аналогов в мире; осваиваются новые агрегаты и системы двигателя – теплообменники охлаждения масла в системе двигателя, теплообменники системы рециркуляции отработавших газов, водяные насосы и другие агрегаты двигателя.

Для нас очевидно, что информационные технологии являются неотъемлемой частью бизнес-стратегии решения сегодняшних вопросов и достижения долгосрочных целей.

На базе созданной на нашем предприятии единой системы информационно-технологического управления разработкой и производством турбокомпрессоров и других систем и агрегатов наддува двигателей нами ведутся работы по созданию инжинирингового центра [6], который объединит отечественный потенциал специалистов двигателестроения и станет основой создания инженерной компетенции российского автопрома.

Литература

1. Каминский В.Н., Каминский Р.В., Ковальцов И.В. и др. Разработка программного комплекса для решения технологических задач ЗАО «НПО «Турботехника». Сб. трудов VI Международной научно-практической конференции «Информационные технологии в образовании, науке и производстве», г. Протвино, 2012.
2. Каминский В.Н., Каминский Р.В., Сибиряков С.В., Лазарев А.В. и др. Использование информационных технологий при контрольно-исследовательских испытаниях турбокомпрессора на безмоторной стенде. Сб. трудов VI Международной научно-практической конференции «Информационные технологии в образовании, науке и производстве», г.Протвино, 2012г.
3. Брокарев А.Ж., Петров И.В. Программируемые логические контроллеры, МЭК системы программирования и CoDeSys. Периодический информационный журнал «Автоматизация и производство», №1, 2006г., М., ПК «Пушкинская площадь», 2006.
4. Симсон А.Э., Каминский В.Н. Турбонаддув высокооборотных дизелей, М., Машиностроение, 1976.
5. Каминский В.Н. Совершенствование рабочего процесса современного автотракторного двигателя с турбонаддувом. Сб. «Проблемы обеспечения эффективности и устойчивости функционирования сложных технических систем», Серпухов, 2000г.
6. Каминский В.Н. Инжиниринговые центры как необходимое условие локализации автомобильного производства в России. Ведомости II Международного форума по развитию автомобилестроения и производства автокомпонентов в России «АвтоЭволюция 2011» г.Калуга, 2011.

Создание стендов для контрольно-исследовательских испытаний турбокомпрессоров

д.т.н. проф. Каминский В.Н., Каминский Р.В., Лазарев А.В., Григоров И.Н., Костюков А.В., Корнеев С.А., Ковальцов И.В., Сергеев А.С., Гусак А.А., Сибиряков С.В.
Университет машиностроения, НПО «Турботехника»,
turbo@kamturbo.ru

Аннотация. Описывается стенд безмоторных испытаний турбокомпрессоров: его конструкция, принципы работы, метод определения характеристик.

Ключевые слова: безмоторные испытания, параметры измерения, система автоматизированного управления

Стенды предназначены для контрольных и приёмо-сдаточных испытаний турбокомпрессоров (ТКР) в диапазонах типоразмеров 45...50, 60...80, 90...100, 180...230 и их модификаций для проверки соответствия параметров ТКР в контрольной точке требованиям технических условий (ТУ) при серийном производстве.

Испытательный комплекс состоит из 4-х независимых стендов. Каждый из стендов предназначен для работы с определённым типом турбокомпрессоров (рисунок 1), однако структуры стендов идентичны.

Стенд испытаний турбокомпрессоров – это комплекс технологического, пневматического, гидравлического, электрического оборудования, объединенного системой автоматизированного управления, контроля и измерения параметров [1].

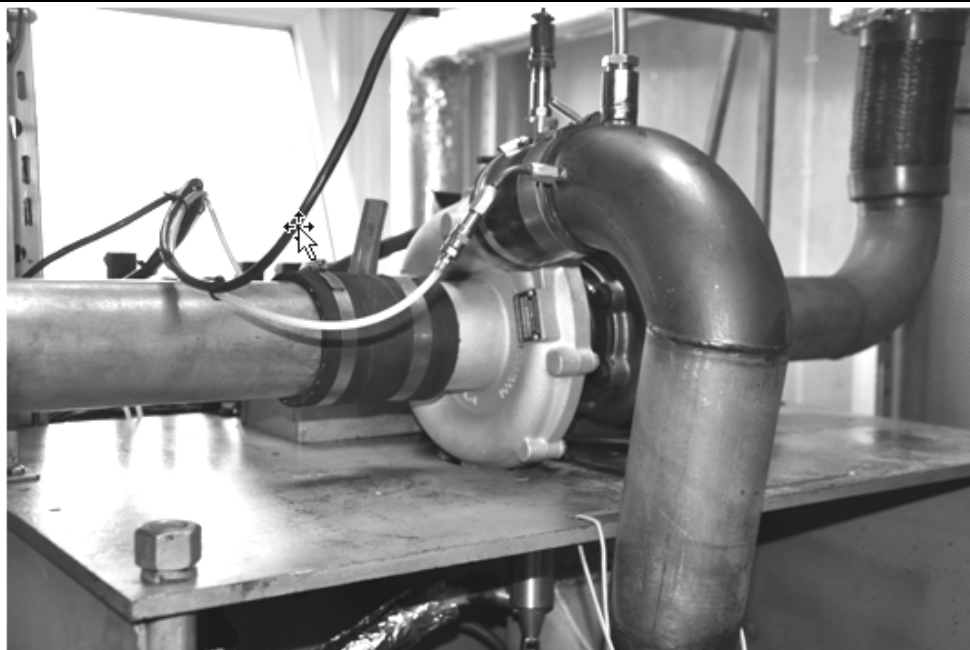


Рисунок 1

Стенд безмоторных испытаний турбокомпрессоров состоит из испытуемого ТКР с приспособлениями для его крепления, систем подвода и отвода газа и воздуха, системы смазки, системы топливоподачи и средств измерения [2].

Система подвода воздуха к компрессору включает воздушный фильтр, устройство для измерения расхода воздуха через компрессор, преобразователи температуры и давления воздуха на входе в компрессор и выходе из него, соединительные воздухопроводы. Расход воздуха после компрессора регулируется заслонкой с электроприводом и позиционером для осуществления обратной связи с информацией о положении заслонки.

Автономная сеть сжатого воздуха снабжена устройством для измерения расхода воздуха, преобразователями температуры и давления, а также электромагнитным клапаном для аварийного перекрытия подачи воздуха в магистраль стенда.

Система подвода газа к турбине может быть осуществлена несколькими способами:

1. Разомкнутый цикл, когда воздух в камеру сгорания подается только из автономной сети сжатого воздуха.
2. Полузамкнутый цикл, воздух из компрессора ТКР подается на вход камеры сгорания, а также добавляется воздух из автономной сети.
3. Замкнутый цикл, воздух из автономной сети используется только для пуска стенда и выхода ТКР на режим, затем он перекрывается, и обеспечение воздухом камеры сгорания осуществляется только компрессором ТКР.

Система смазки предназначена для подвода масла к подшипниковому узлу ТКР для обеспечения смазки и охлаждения ротора. Масло циркулирует в замкнутом контуре. Система включает масляный бак с электронагревателями и жидкостно-масляным теплообменником для поддержания заданной температуры масла, масляный насос с приводом, масляный фильтр, устройство для измерения расхода масла, вентили, датчики температуры и давления масла перед ТКР, маслопроводы.

Система топливоподачи предназначена для подачи и регулирования расхода топлива через камеру сгорания. Включает топливный бак, топливный насос с приводом, топливный фильтр, клапаны подачи топлива к форсункам, форсунки со сменными распылителями, свечу зажигания, топливопроводы, преобразователи температуры, давления и расхода топлива.

Для измерения частоты вращения ротора и виброактивности турбокомпрессора предназначен виброанализатор с акселерометром. Измерение частоты вращения ротора осуществляется путём регистрации оборотной частоты в спектре колебаний ТКР по специальной методике.

Датчики имеют электрический выход, позволяющий выводить результаты измерений на АЦП, оцифровываются и обрабатываются на стендовом компьютере [3].

При испытаниях определяются параметры и характеристики ТКР, предусмотренные программой испытаний. Характеристики компрессора ТКР определяются при постоянных окружных скоростях на наружном диаметре лопаток колеса компрессора, приведенных к нормальным условиям, кратных 50 м/с, в диапазоне от 250 до 550 м/с. Характеристики компрессора ТКР определяются во всем его рабочем диапазоне: от максимального расхода воздуха через компрессор до границы помпажа. Начало помпажа компрессора определяется по появлению колебаний давления воздуха в выходном трубопроводе компрессора и повышению температуры на входе компрессорной ступени, регистрируемых преобразователем давления и температуры с мониторингом на соответствующем приборе. Характеристики компрессора и турбины определяются по одновременно измеренным параметрам на одних и тех же режимах работы ТКР. Измерение параметров проводится при установившемся режиме работы турбокомпрессора и в режиме реального времени отображается на рабочем столе оператора [4] (рисунок 2).

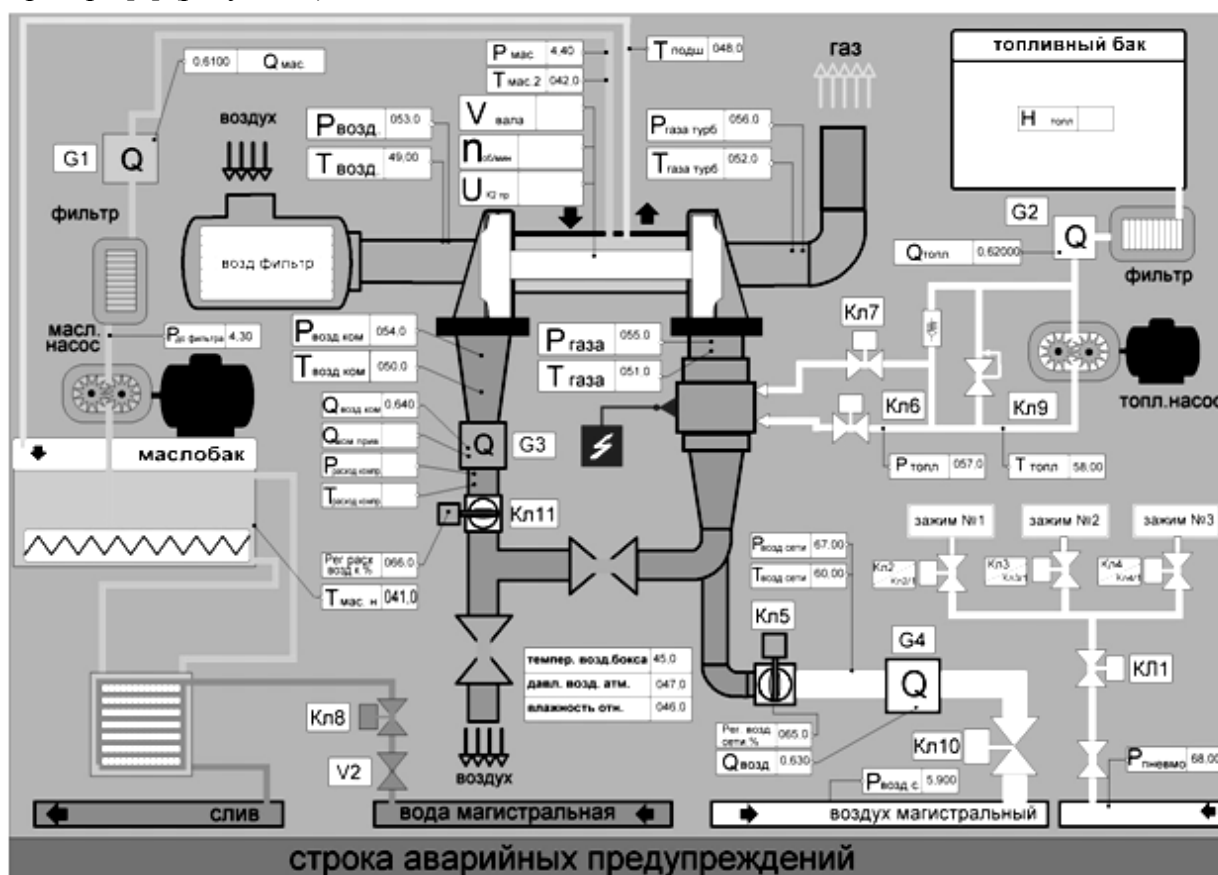


Рисунок 2 – Человеко-машинный интерфейс (ЧМИ) технологического оборудования

В процессе испытаний автоматически формируются отчетные файлы [5]:

1. Файл измерений – это файл, содержащий все значения параметров, измеряемых приборами и датчиками стенда.
2. Файл расчета – этот файл содержит сведения о ТКР, начальные данные и все рассчитываемые параметры турбокомпрессора.
3. Файл статистики – содержит основные контролируемые параметры турбокомпрессора (в основном эти сведения необходимы для контроля качества серийной продукции).

По результатам испытаний характеристики ТКР представляются в виде графических зависимостей:

- степени повышения давления воздуха и адиабатического КПД компрессора от приведенного расхода воздуха через компрессор и приведенной окружной скорости на наружном диаметре колеса или частоты вращения ротора;

- эффективного КПД, приведенного расхода газа через турбину и пропускной способности турбины от степени уменьшения давления газа в турбине.

В случае контрольных или приёмо-сдаточных испытаний параметры ТКР сравниваются с имеющимися характеристиками компрессора и турбины.

Система автоматического управления, контроля, измерения параметров турбокомпрессоров (САУКИП): автоматизированная система представляет собой совокупность измерительных, контрольных, управляющих модулей, функционально объединенных в единый испытательно-исследовательский комплекс.

Программное обеспечение (ПО) системы представляет собой три уровня иерархии: КП (контролируемый пункт), ДП (диспетчерский пункт), АРМ (автоматизированные рабочие места (рисунок 3)).

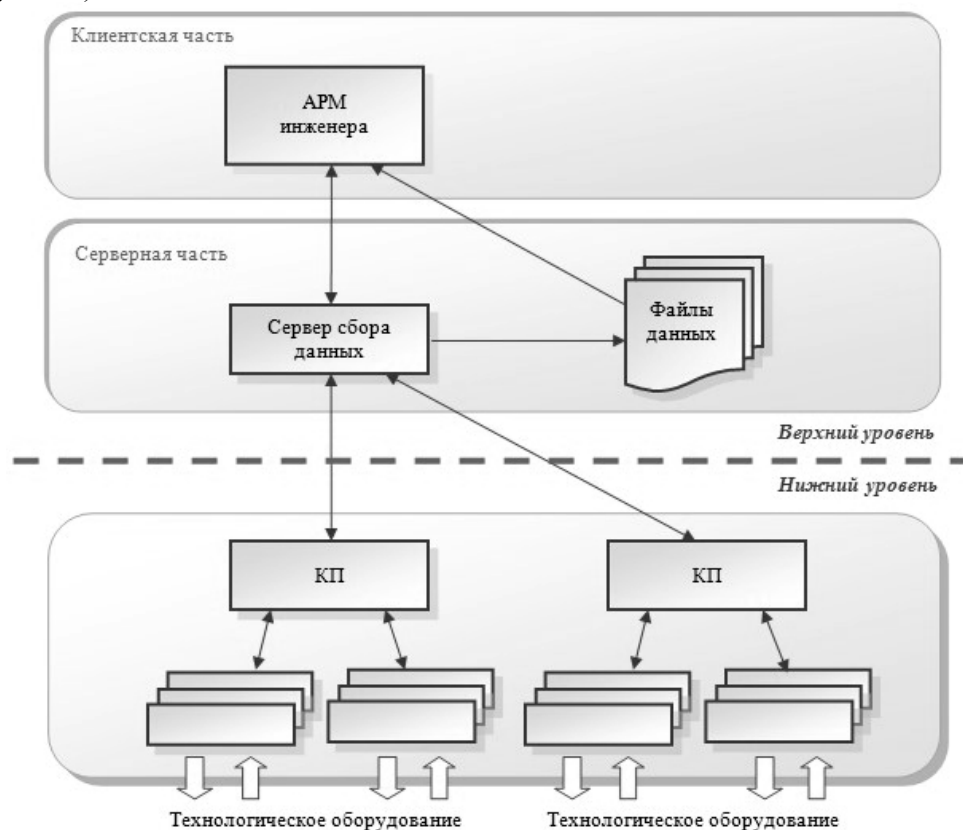


Рисунок 3

Уровень КП

Это нижний уровень системы. Представлен программой KpServer (сервер КП). Каждый из четырех стендов имеет собственную конфигурацию, в соответствии с которой программа осуществляет периодический опрос подключенного к стендам оборудования и передает данные в следующий уровень – ДП. Каналы виброанализатора СД-21 подключены к 4 стендам, но управление и съем данных с этого устройства выполняется только одним из серверов КП. Уровень КП децентрализован, и возможна работа от 1 до 4 серверов КП в системе. На данный момент аппаратная конфигурация системы такова, что существует единственный (центральный) компьютер – сервер САУКИП, на котором установлено ПО уровней КП и ДП, в то время как АРМы распределены по стендам.

Уровень ДП

Центральное звено системы представлено программой DpServer (сервер ДП). Сервер ДП выполняет три главные задачи: сбор данных с серверов уровня КП (от 1 до 4), запись данных в базу данных MS SQL Server 2000/2005, передачу данных в АРМы и прием команд от АРМов.

Конфигурация сервера ДП представляется объединением конфигураций серверов КП плюс дополнительная информация для подключения сервера СУБД и АРМов.

Уровень АРМ

Верхний уровень системы представлен программой jskit, выполняющейся на каждом компьютере – рабочем месте оператора станда (от 1 до 4 мест). Программа обеспечивает подключение к серверу ДП для получения on-line данных, а также визуализирует мнемосхемы стандов с учетом текущего состояния измерений.

Информационная часть комплекса состоит из сервера, 4-х автоматизированных рабочих мест операторов и станда калибровки (рисунок 4). Всё оборудование связано независимой ЛВС. Данные, собранные с СИТ, обрабатываются сервером, который имеет выход в ЛВС предприятия. Таким образом, информация, полученная в ходе испытаний, может быть выведена на любой персональный компьютер, подключенный к сети предприятия. Для связи оборудования станда и стандового компьютера используется оборудование фирмы МОХА (плата С104Н/РСІ-DB9М).



Рисунок 4

Целью создания САУКИП СИТ является автоматизация хода испытания и процесса измерения, экономия ресурсов за счет внедрения информационных технологий.

Результатом внедрения системы (рисунок 5) является:

- повышения качества контрольных и приёмосдаточных испытаний;
- автоматизированный сбор, обработка, представление и хранение данных по признакам;
- обеспечение точности режимов испытаний;
- повышение эффективности процесса испытаний;
- повышение информативности процесса испытания;
- обеспечение безопасности персонала;
- улучшение ремонтпригодности оборудования;
- снижение технических и коммерческих потерь в ходе испытаний;
- обеспечение сохранности данных об измеренных величинах и служебной информации в специальной базе данных, отвечающей требованию повышенной защищенности.

Функции, реализуемые САУКИП СИТ:

- автоматическое выполнение измерений физических величин во время испытаний турбокомпрессора;
- автоматический выбор конфигурации режимов в зависимости от типа изделия;
- вывод текущих значений измерения на АРМ оператора;
- визуализация процесса испытаний;
- оперативный контроль режимов испытаний;
- анализ результатов измерений;
- сохранение базы данных результатов измерений;
- выдача результатов измерений в форме таблиц, графиков, протоколов;
- диагностика и мониторинг систем.
- выдача предупреждений об аварийных ситуациях.

- обеспечение сохранности данных об измеренных величинах и служебной информации в специальной базе данных, отвечающей требованию повышенной защищенности.



Рисунок 5

Методы испытаний и применяемое оборудование соответствуют требованиям ГОСТ Р 53637-2009 «Турбокомпрессоры автотракторные. Общие технические требования и методы испытаний».

Литература

1. Каминский В.Н., Каминский Р.В. и др. Разработка программного комплекса для решения технологических задач ЗАО «НПО «Турботехника». Сб. трудов VI Международной научно-практической конференции «Информационные технологии в образовании, науке и производстве», г.Протвино, 2012.
2. Каминский В.Н., Каминский Р.В., Сибиряков С.В., Лазарев А.В. и др. Использование информационных технологий при контрольно-исследовательских испытаниях турбокомпрессора на безмоторной стенде Сб. трудов VI Международной научно-практической конференции «Информационные технологии в образовании, науке и производстве», г.Протвино, 2012.
3. Гайнутдинов К. Подключение модулей ввода/вывода МВА8, МБУ8, МДВВ в ПЛК по протоколу ОВЕН. Периодический информационный журнал «Автоматизация и производство», № 1, М., 2010.
4. Брокеров А.Ж., Петров И.В. Программируемые логические контроллеры, МЭК системы программирования и CoDeSys. Периодический информационный журнал «Автоматизация и производство», № 1, М., 2006.
5. Кареткин И. Решение: архивирование и отображение. Периодический информационный журнал «Автоматизация и производство», № 2, М., 2010.

Турбоэлектродвигатель: возможности, конструкция и перспективы

д.т.н. проф. Каминский В.Н., Лазарев А.В., Каминский Р.В., Сибиряков С.В.
 Университет машиностроения, НПО «Турботехника»,
turbo@kamturbo.ru

Аннотация. В статье описывается система наддува на основе гибридного турбокомпрессора, её преимущества перед обычным турбокомпрессором, конструкция, характеристики, принцип работы. Представлено описание системы управления турбоэлектродвигателем.

Ключевые слова: гибридный турбокомпрессор, турбоэлектродвигатель, наддув, ТЭК, ОЭМ

Статистика показывает, что в городе водитель значительную долю времени тратит на остановки, разгоны и торможения, и только примерно 1/5 всего времени - это равномерное движение. Таким образом, часть энергии, не востребованная на одних режимах, но необходимая на других, безвозвратно теряется (рисунок 1). Это можно в определенной степени исправить при возможности передавать избыточную энергию на постоянный дополнительный потребитель, который мог бы ее аккумулировать с последующей передачей нуждающемуся потребителю.

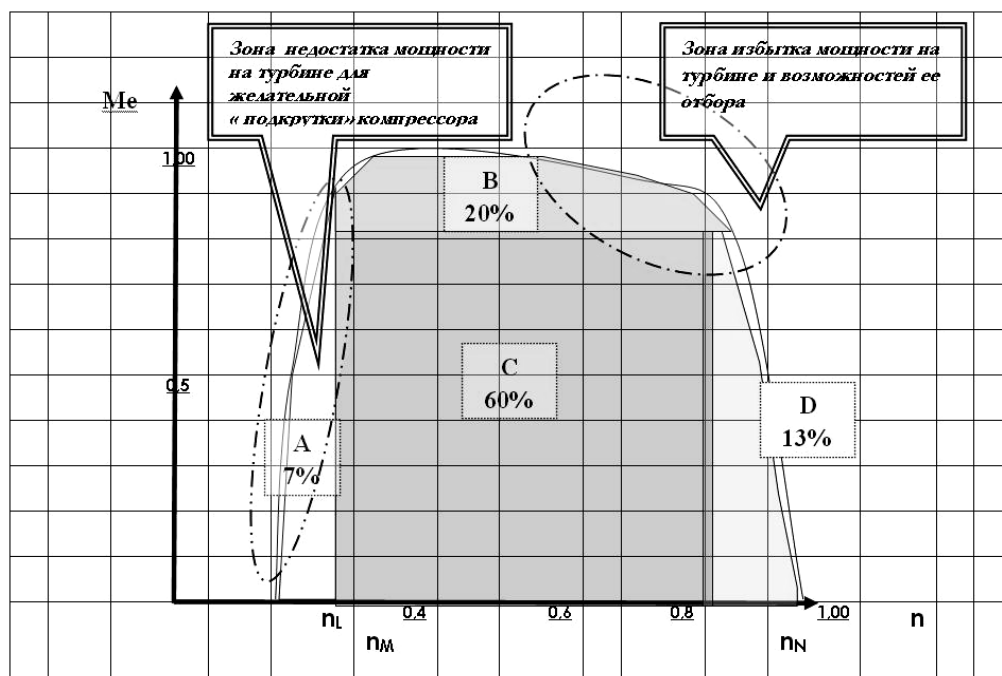


Рисунок 1 – Принципиальная ВСХ двигателя с зонами возможной регулировки

Сегодня вопрос подачи в цилиндр двигателя топлива в нужный момент и в нужном количестве решен за счет, например, системы COMMON RAIL, а дозированная подача воздуха в необходимый момент времени до сих пор является проблемой. Для решения этой проблемы, а также задачи полезной утилизации избыточной мощности турбокомпрессора многие ведущие мировые производители ТКР пошли по пути гибридизации агрегатов наддува.

Понятие HYBRID TURBOCHARGER TECHNOLOGY (HTT) давно и много дебатировалось в литературе, однако серийно выпускаемого силового агрегата с гибридным турбокомпрессором пока нет.

Рассмотрим конструкции гибридных турбокомпрессоров [1, 2, 3]. Компания Aeristech, созданная в 2006 г., предложила конструкцию, состоящую из трех отдельных узлов: турбины с генератором, компрессора с электродвигателем и блока управления и питания. Принцип работы следующий. Выхлопные газы на любом режиме подаются на турбину, на валу которой находится генератор. Электрическая энергия от генератора передается в блок управления и питания, где преобразуется и может подаваться как на электродвигатель, вращающий

компрессор, так и на зарядку аккумуляторной батареи (рисунок 2).

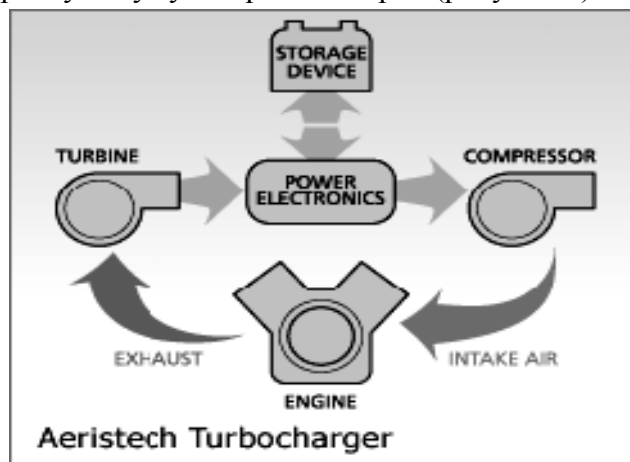
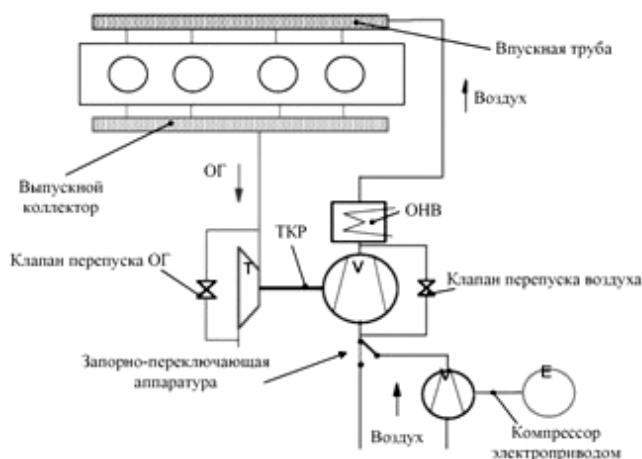
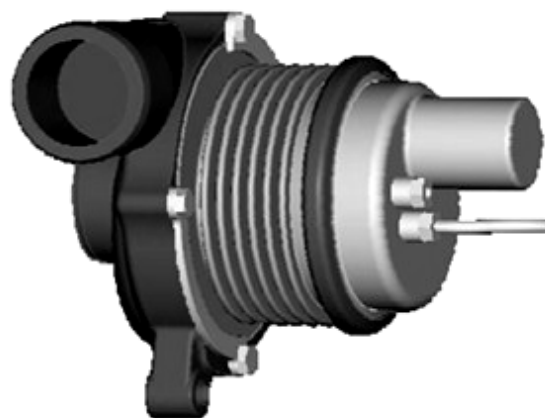


Рисунок 2 – Система наддува компании Aeristech

Конструкция, предложенная фирмой Borg Warner Turbo Systems, предусматривает наличие в составе турбокомпрессора электродвигателя, который может при необходимости «подкручивать» вал турбокомпрессора, получая энергию от аккумулятора, или вариант конструкции, где электродвигатель вращает дополнительный компрессор (рисунок 3).



Двигатель с системой наддува фирмы Borg Warner Turbo Systems



Компрессор с электродвигателем

Рисунок 3



Рисунок 4 – Турбоэлектродвигатель (без охлаждения)

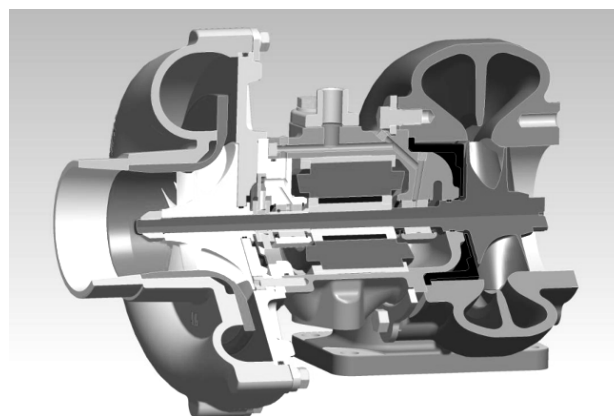


Рисунок 5 – 3D модель ТЭК в разрезе

Конструирование гибридного турбоэлектродвигателя (ТЭК) (рисунки 4, 5) [4] в НПО «Турботехника» проводилось при тесном взаимодействии со специалистами НПО «Эрга». За базу принят серийный турбоагрегат ТКР-100.

В предлагаемых вариантах ТЭК применена обратимая электрическая машина (ОЭМ), ротор которой объединен с валом ротора турбокомпрессора, а в корпусе подшипников установлен статор ОЭМ (рисунок 7).

Для охлаждения статора ОЭМ корпус подшипника имеет рубашку водяного охлаждения (рисунок 6).



Рисунок 6 – Турбоэлектродвигатель (с охлаждением)

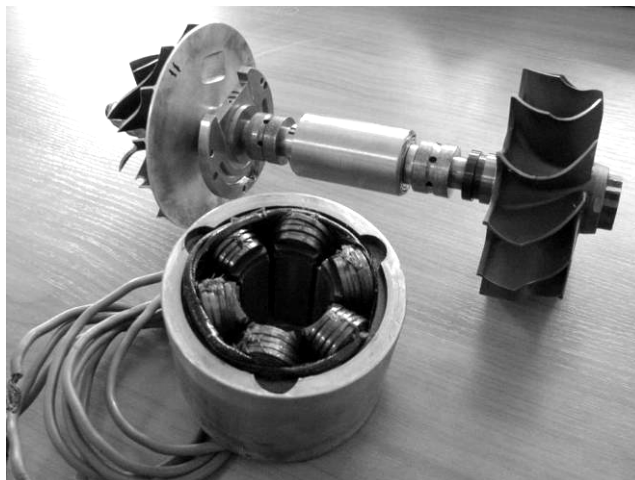


Рисунок 7 – Вал ротора ТЭК с ротором ОЭМ и статором ОЭМ

Характеристики обратимой электрической машины:

- номинальная мощность в режиме генератора - 10кВт;
- номинальные обороты ротора - 70000 об/мин;
- максимальные обороты ротора - 100000 об/мин;
- число фаз - три;
- число полюсов - два;
- номинальное напряжение - 110В;
- момент срабатывания - 0,1 Н*м;
- коэффициент полезного действия не менее - 0,9.

Турбоэлектродвигатель - это лишь один из компонентов «Системы ТЭК». Для хранения, преобразования, защиты, обработки, передачи и получения информации, а также для организации взаимодействия всех компонентов системы необходим блок управления с оригинальным программным обеспечением и алгоритмом.

На рисунке 8 представлена принципиальная схема системы двигателя с ТЭК.

Блок управления и питания (БУП) турбоэлектродвигателя предназначен для выполнения трех основных задач:

- управления вращением обратимой машиной, используемой в режиме двигателя для «подкрутки» компрессора;
- преобразования электрической энергии, получаемой от обратимой машины, используемой в режиме генератора для зарядки аккумулятора (АКБ);
- коммутации избыточной электрической энергии на бортовую сеть автомобиля.

Функционально БУП состоит из следующих субблоков [5]:

- компьютер управления ТЭК (КУ).
- субблок вращения ОЭМ (СВО).
- субблок заряда АКБ (СЗА).

Компьютер управления ТЭК предназначен для управления субблоком вращения (СВО) и субблоком заряда (СЗА). Алгоритм управления ТЭК строится в зависимости от:

- состояния системы топливоподачи;
- состояния штатного датчика давления воздуха за компрессором;
- состояния датчиков давления и температуры масла, устанавливаемых на ТЭК;
- значения числа оборотов вращения ротора обратимой машины (вычисляется субблоком

вращения ОЭМ);

- информации о текущей энергетической обстановке автомобиля, получаемой от бортового компьютера EDC по шине CAN с использованием штатного протокола обмена данными, использующегося в общей информационной шине автомобиля.

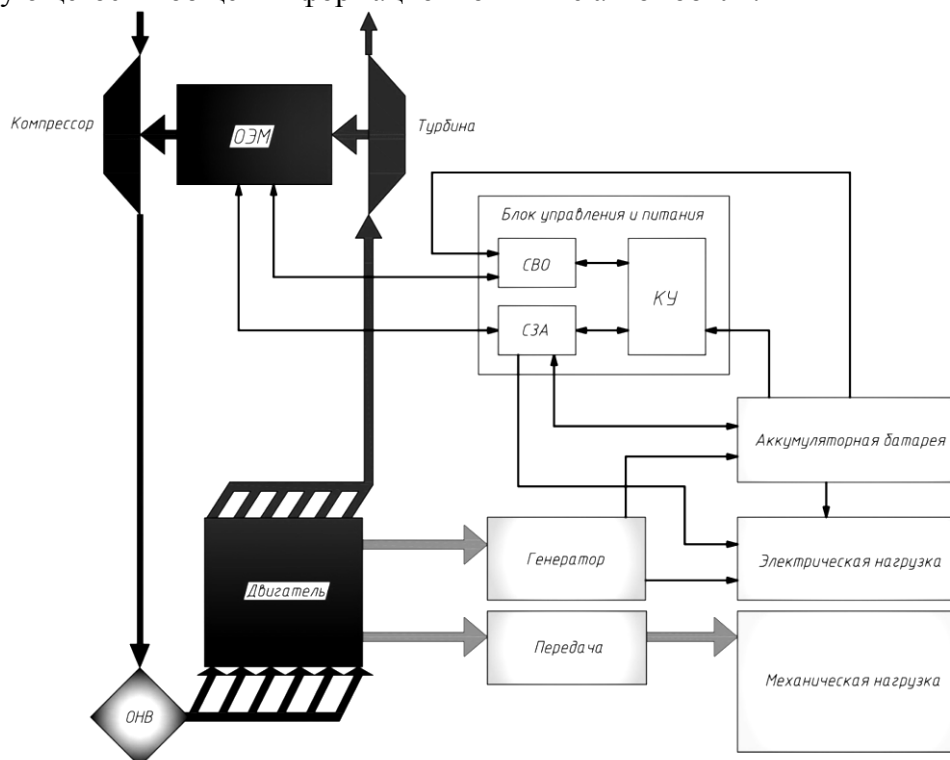


Рисунок 8 – Принципиальная система двигателя с ТЭК

Также функцией КУ является режим управления перенаправления потока электрической энергии, получаемой от ОЭМ, работающей в режиме генератора, в бортовую сеть автомобиля.

Субблок вращения ОЭМ предназначен для управления режимами вращения обратимой машины по командам прямого управления, получаемым от КУ. Этот блок контролирует частоту вращения ротора машины, не допуская выхода ее за установленные границы.

Субблок заряда АКБ предназначен для преобразования трехфазного напряжения, получаемого от обратимой машины, используемой в качестве генератора, в напряжение заряда АКБ. Осуществляет оптимальный заряд АКБ в соответствии с индивидуальным для каждого типа АКБ алгоритмом заряда. Субблок заряда работает под управлением КУ. Управление осуществляется по внутренней локальной шине CAN с использованием специального высокоскоростного протокола собственной разработки. Наличие трех разных субблоков дает возможность оптимального их размещения. Все субблоки построены на современной элементной базе с применением программируемых логических матриц, DSP-процессоров, объединенных в математический крейт и современных IGBT силовых ключей.

Предполагается, что система наддува с гибридным турбокомпрессором сможет компенсировать в определенной степени недостатки обычных ТКР, поскольку данная система [6]:

- дает возможность регулировать режим работы турбокомпрессора и получать его требуемые характеристики во всем диапазоне работы двигателя, что улучшает процесс сгорания топлива;
- позволяет рекуперировать энергию, которая сегодня выбрасывается в атмосферу с отработавшим газом при отборе на режимах избыточной мощности, и использовать ее для улучшения момента на низких частотах вращения двигателя;
- позволяет сократить расход топлива на режимах, близких к номинальной мощности за счет сокращения потерь тепла с отработанными газами, на низких частотах вращения

двигателя за счет улучшения протекания процесса;

- позволяет улучшить динамические параметры транспортного средства за счет увеличения момента двигателя и сокращения времени срабатывания системы наддува.

Если подвести итог, то мы видим, что «Система ТЭК» для применения в качестве гибридной силовой установки позволяет:

- повысить технико-экономические и эксплуатационные показатели поршневого двигателя;
- снизить токсичность отработавших газов;
- снизить эксплуатационный расход топлива;
- улучшить динамические характеристики двигателя.

По концепции и конструкции «Система ТЭК» - это продукт, не имевший ранее существовавших аналогов.

Производство данной системы позволяет характеризовать ее как наукоемкую и технологическую продукцию следующего поколения, имеющую высокий процент освоенных технологических, организационных решений, включая и логистику.

Производитель двигателя получит новый продукт с эксплуатационными характеристиками, выгодно отличающимися от потенциально существующих на рынке гибридных решений.

Наиболее выгодно применение ТЭК на двигателях автомобилей с динамичными циклами работы, например, на городском транспорте, а также на дорожной, строительной, военной, с/х и др. технике.

Литература

1. United State Patent № 6085527 «Magnet assemblies for motor-assisted turbochargers».
2. United State Patent № 5038566 «Power supply system for turbocharger with rotary electric machine»
3. United State Patent № 5074155 «Turbocharger with rotary electric machine»
4. Патент на полезную модель № 96182 «Турбоэлектрокомпрессор (Варианты)», 2010
5. Пинский Ф.И., Давтян Р.И., Черняк Б.Я. Микропроцессорные системы управления автомобильными двигателями внутреннего сгорания. Учебное пособие. М., «Легион-Автодата», 2002.
6. Работа политехнического института г. Турин, Италия совместно с компаниями Iveco S.P.A, Италия и Holset Turbochargers, Великобритания, 2005.

Информационный поиск с целью определения направлений развития двигателестроения для конкретного региона (Республика Казахстан)

Ким В.В., д.т.н. проф. Каминский В.Н.

Университет машиностроения, НПО «Турботехника»,
turbo@kamturbo.ru

Аннотация. Представлены основные этапы определения оптимального направления развития производства двигателей внутреннего сгорания.

Ключевые слова: двигателестроение, силовая установка, критерии, статистический анализ.

Республика Казахстан более 20 лет развивает независимую экономику и ищет свое место в глобальном мире производства и потребления. Ее чрезвычайно выгодное стратегическое положение на Евразийском континенте в современном многополярном мире глобальной торговли и глубокой специализации требует высокого энергообеспечения и динамизма отраслей [1]. Огромные пространства РК, включая плодородные земли и большие ресурсы недр при малой плотности населения, определяют ориентацию на высокопроизводительную и наукоемкую автомобильную, сельскохозяйственную, дорожно-строительную и пр. технику с большой единичной мощностью. Существующий парк должен пополняться и замещаться, причем, безусловно – с рациональным участием в этом отечественной индустрии, имеющей

огромный потенциал. В связи с этим нами был проведен анализ технических средств по различным областям применения и уровню показателей силовых установок, включая удовлетворение современных норм по экологичности.

В процессе анализа рассмотрены силовые установки (СУ), обслуживающие:

- тракторы сельскохозяйственные,
- тракторы промышленные,
- сельскохозяйственные машины и комбайны,
- дорожно-строительные и инженерные машины,
- грузовые автомобили,
- городские и междугородние автобусы средней и большой вместимости,
- энергетические установки,
- судовые двигатели,
- военно-транспортные машины.

Современный уровень мирового двигателестроения позволяет удовлетворить потребности любой страны, любого региона практически во всех областях применения ДВС. Однако для региона или стран, стремящихся занять достойное место среди индустриально развитых партнеров, необходимо развивать собственное производство при оптимальной его локализации [2].

Для успешного решения задачи конкурентоспособного производства необходимо, прежде всего, определить базовые модели двигателей, производство которых будет оптимально для удовлетворения нужд региона и которые будут востребованы на внутреннем и внешнем рынках (рисунок 1).

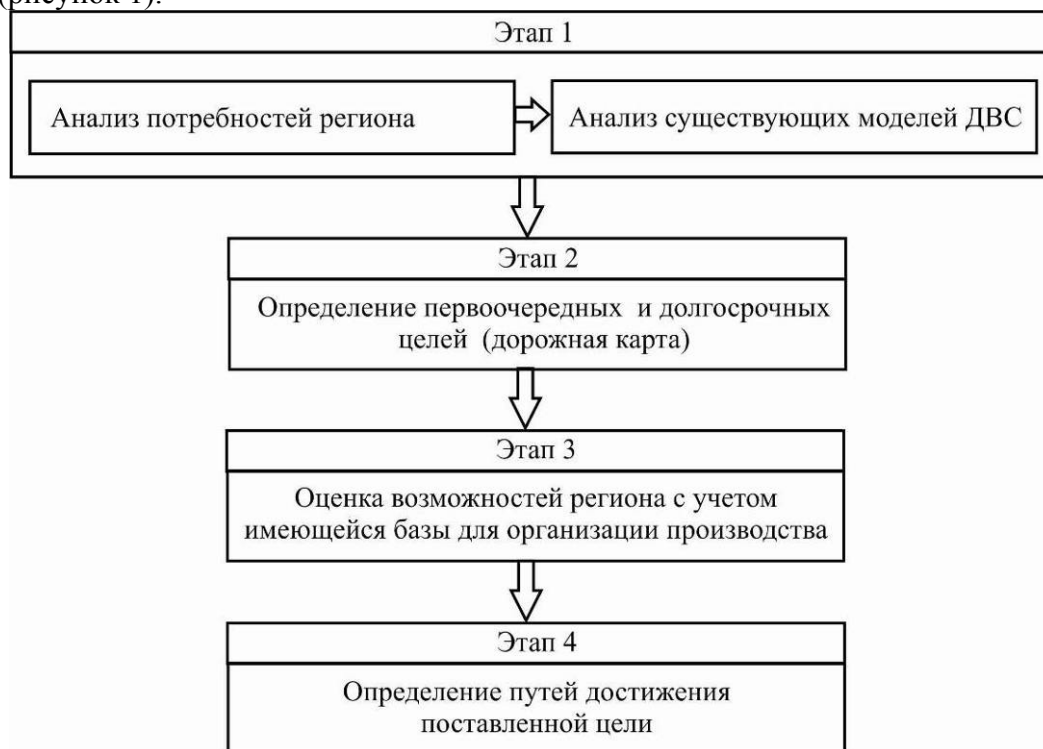


Рисунок 1

Так как условием решения любой задачи является правильная постановка задачи и точность исходных данных, Этап 1 является определяющим для достижения конечной цели.

Для прохождения Этапа 1 требуется анализ огромной информационной базы (рисунок 2). Выбор типа и модели ДВС, производство которого для конкретного региона является оптимальным, осуществляется по приведенным на рисунке 2 критериям.

Статистический анализ существующей энерговооруженности различных отраслей хозяйствования в Казахстанской экономике показал, что в транспортно-коммуникационном комплексе, сельском хозяйстве, машиностроительном комплексе, промышленности строительных материалов, черной и цветной металлургии, в нефтедобывающей, перерабатываю-

щей и химической промышленности, а также в качестве дизель-генераторных установок и их морских модификаций задействовано порядка 80 тыс. силовых установок (СУ) с дизелями более 20 фирм-производителей.

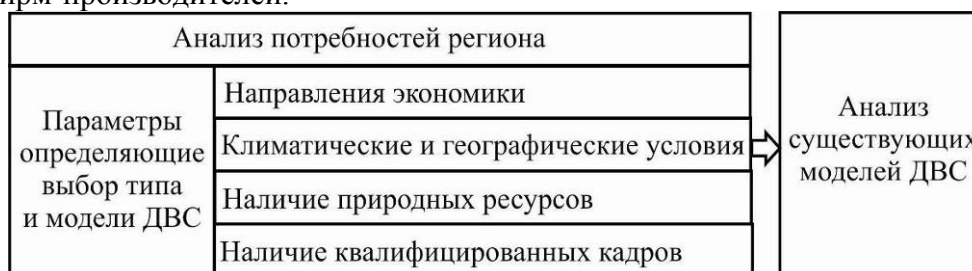


Рисунок 2

Ранжирование количества потребителей показывает на первом месте грузовой транспорт (порядка 60 тыс. единиц), затем - дорожное хозяйство, военная и сельхозтехника. При этом в стране используется техника с дизельными двигателями широкого диапазона номинальных мощностей (100 ÷ 500 л.с.) и со специфическими для каждого типа машин характеристиками. Основные производители двигателей - это ЯМЗ, КамАЗ, ММЗ, Deutz, Caterpillar, Cummins, MTU, Detroit-Diesel, MAN, Perkins и John Deere.

Нужды страны в основном минимально удовлетворяются парком техники с уровнем развития последнего 30-тилетия. Техничко-экономические и эксплуатационные показатели основной части парка СУ находятся на уровне 80-90-ых годов прошлого столетия, т.е. на 10-30% хуже по весовым и экономическим параметрам ныне выпускаемых двигателей. По экологичности и эргономичности они также не вписываются в актуальные нормы. В лучшем случае они соответствуют нормам Евро-2 (на токсичность по правилам ЕЭК ООН). Отмечаются отдельные образцы высокоэффективной и современной техники. Однако машины новых, «интеллектуальных» поколений еще статистически незначимы.

Считая необходимым обновлять парк за 7-8 лет, можно предположить, что общие годовые потребности страны в СУ такого диапазона мощностей не превышают 12-15 тыс.шт. С учетом республик региона это порядка 20 тысяч [3].

Большая «разношерстность» моделей затрудняет и удорожает эксплуатацию. Это - дополнительная нагрузка на стоимость и конкурентоспособность конечных продуктов. Интеграция актуальных ближне- и долгосрочных потребностей страны в СУ на существенно меньшем числе типоразмеров двигателей и максимальная, но оправданная локализация производства внесли определяющий вклад в решение поставленных задач индустриализации.

Как же грамотно реализовать эту идею? Кратко проанализируем тенденции мирового опыта.

Развитие мирового парка машин и механизмов, использующих индивидуальные источники энергии, показывает, что двигатель внутреннего сгорания (ДВС) еще многие десятилетия будет главным таким источником, хотя и имеет уже почти 150-тилетний возраст. Мировой парк ДВС насчитывает несколько миллиардов штук и будет пополняться все более продвинутой моторами. Из мирных отраслей двигателестроение наиболее полно отражает уровень технической культуры. Его развитие может дать едва ли не наибольший мультипликативный эффект для поднятия технической культуры и зарождения других современных направлений развития технологической базы любой страны. Это особенно актуально для Казахстана, где повышение конкурентоспособности экономики путем, прежде всего, интеллектуальной индустриализации принимается сейчас в качестве важнейшей задачи в экономике.

За последние 15 - 20 лет мировое двигателестроение значительно продвинулось в направлении создания более совершенных изделий. В настоящее время нет проблемы технически сделать практически любой двигатель. Вопрос, кому он будет нужен, т.е. будет ли на него спрос.

Экономико-экологические критерии, которые вошли в нашу жизнь, должны быть основными и в этом направлении. Сегодня дизели рассматриваемого диапазона мощностей приблизились по экономичности к реализации идеального цикла, имеют большую долговеч-

ность (до 16 -20 тыс. моточасов) и сравнительно медленную амортизацию [4]. Смена их в эксплуатации стимулируется, главным образом, изменяющимися нормами на токсичность и моральным старением. 10 – 15-тилетнему циклу смены моделей в производстве, как правило, предшествует выход на рынок каждые 2-3 года их модернизированных модификаций. Заявляемые производителем экономичность, уровень форсировки (литровая мощность, л.с./л) теперь практически ограничиваются законодательными требованиями по уменьшению дымности и токсичности выбросов. В настоящее время конкурентоспособные двигатели такого типа имеют литровую мощность порядка 25-35 л.с./л, а новые доходят до форсировки в 45-60 л.с./л рабочего объема. Номинальное среднее эффективное давление многих двигателей выросло до значений в 18-22 бар, а пиковые величины доходят до 30 бар. За эти же годы удельные массы двигателей снизились с величин порядка 6-8 кг/л.с. до 1 -3 кг/л.с. Для наиболее конкурентоспособных в мире рядных шестицилиндровых двигателей Р6 рассматриваемого класса и конструкций при максимально снимаемой номинальной мощности порядка 360-600 л.с. масса не превышает порядка 800 кг. Дальнейшее снижение удельной массы сдерживается необходимостью ограничивать форсировку из-за требований экологических нормативов. Противоречивые требования по экономичности, форсировке и экологическим параметрам всё больше стараются удовлетворять повышением термодинамических параметров цикла, подходом, а иногда и превышением максимальных давлений цикла к уровню до 220 бар.

Успехи в совершенствовании физико-химических процессов, теплообмена и используемых материалов, технологий позволяют создать «рабочее поле показателей», в рамках которого можно путем многопараметрового регулирования создавать целую гамму адресных модификаций двигателей. Условно говоря, это поле в координатах «частота n – среднее эффективное давление p_e » ограничивают справа (по частоте) по соображениям прочности, а сверху – условной кривой, выбранной по допустимым экологическим проявлениям и тепловой напряженности. Для конкретной конструкции двигателя это ограничение поля режимов тем «выше», чем больше использовано средств и методов для грамотной организации процессов: основного – рабочего - в цилиндрах, теплообмена, трения в подвижных частях и т.д. В зависимости от необходимой степени повышения этой верхней границы используется широкий перечень средств для достижения необходимых характеристик в используемой технике. К примеру, могут применяться разного уровня одно-, двух- и даже трехступенчатый наддув и промощение надувочного воздуха, модификации систем впуска воздуха и впрыска топлива и т.п. На сельхозтехнике все больше применяются двухуровневые дизели с повышением мощности при работе с дополнительным приводом навесных машин через вал отбора мощности (ВОМ), с высоким коэффициентом запаса крутящего момента вплоть до так называемых двигателей постоянной мощности. Последнее реализуется практически при приспособляемости свыше 1,5. Двигатели оборудуются электронными блоками управления и контроля над режимами работы и информационными дисплеями, регулирующими охлаждение головок цилиндров. Уже часто применяется система двухуровневого охлаждения, с регулируемой интенсивностью теплообмена [5].

Таблица 1

Диапазон номинальных мощностей (л.с.), покрываемых разными модификациями семейства 6-и цилиндровых дизелей					
Фирма	серия	$V_{ц}^1$ дм ³	Диапазон N_e л.с.	$N_{e\ min} / N_{e\ max}$	$N_{л.с./дм^3}$
Cummins	QSC, ISL	1,4 ÷ 1,5	200 ÷ 435	2,15	23 ÷ 48
MTU	900	1,6	100 ÷ 280	2,8	11 ÷ 28
John Deere	6090	1,5	170 ÷ 400	2,4	18 ÷ 45
Scania	D/ DS	1,5	130 ÷ 430	3,3	14 ÷ 48
Volvo	D9/ DC9	1,6	300 ÷ 600	1,9	28 ÷ 55

Выше упоминалось, что за основу зачастую используют изначально уравновешенный и имеющий равномерное чередование циклов 6-ти цилиндровый двигатель. Из него «выжима-

ют» максимальное число модификаций. Таблица 1 базовых моделей ряда фирм поясняет это.

Оставшиеся потребности пытаются удовлетворить созданием рядных 3-х ÷ 5-и, или V-образных 8-и ÷ 12-тицилиндровых двигателей. Такой подход позволяет иметь на основе базовой конструкции много моделей и модификаций двигателей, удовлетворяющих самым взыскательным требованиям потребителей. Варьируя эти средства, можно на одной серии двигателей (но с использованием агрегатов различной конструкции или регулировки) эффективно закрыть потребности большого перечня потребителей. Конкретные характеристики внутри допустимого поля характеристик обеспечиваются «софтом» систем регулирования. Примеров такой стратегии двигателестроения в мире много.

Анализ параметров перспективных высококонкурентоспособных двигателей показывает:

1. Энерговооруженность техники постоянно возрастает. Так, за последние 50 лет максимальные мощности массовых грузовых автомобилей MAN выросли с 212 до 480 л.с. (особо стоит тягач MAN TGX V8 с 680 л.с.), или грубо: на 5 л.с./год. С/хозяйственная и строительная техника показывают сходную тенденцию. Так, прослеживается, к примеру, рост максимальной мощности зерноуборочных комбайнов с 60-ых годов 20 века к 2010 году примерно от 130 -160 к 500 – 600 л.с., или порядка 8 – 10 л.с./год.
2. Эту тенденцию следует учитывать при желании грамотного решения задач мобильности.
3. Резко улучшились все технико-экономические и (особенно!) экологические параметры дизелей. За счет многопараметровой оптимизации физико-химических процессов и повышения т.н. «интеллигентности» всех агрегатов и систем управления, их электрификации, совершенствования логистики работы реальная экономичность выполнения производственных задач возрастает в разы. Гибридизация СУ автобусов, особенно городских и при непростом рельефе, помимо улучшения многих других параметров, дает до 30-40%-ной экономии топлива. По этому пути требуют идти все потребители СУ, ибо доля нестационарных процессов во всех производственных циклах любой техники очень существенна.
4. При этом резко возрастает «электризация» СУ, использование т.н. «двойных» сцеплений, аккумуляторов энергии разных типов и электронизация всех изделий.
5. Литровые мощности быстроходных дизелей с турбонаддувом для легковых автомобилей приближаются к 100 л.с./л, среднеоборотных, используемых на другой мобильной технике, – к 45-65 л.с./л. Это ведет к тенденции снижения числа цилиндров двигателя, используемого на данном классе машин (т.н. Downsitzung – Konzepte). Так, например, поступила фирма John Deere в своих новых моделях топ - ряда 6R, заменив на ряде тракторов (от 6105R до 6130R типа Power Tech PVX) 6-ти на 4-ехцилиндровые дизели. Такова политика и других ведущих фирм (Claas, CNH и т.д.). Специфика же конкретного применения, определяющая требуемые многопараметровые характеристики машины (в широком понимании), может удовлетворяться благодаря оптимальной комплектации СУ теми или иными системами жизнеобеспечения и навесными агрегатами, т.е. модификациями модели двигателя.
6. Наиболее важными средствами модификации моделей двигателей являются системы питания, наддува, смазки и охлаждения, рециркуляции отработавших газов, электронного регулирования работы агрегата и машины в целом. Максимально реализуемые давления впрыска топлива уже превышают 2000 и ведутся работы по достижению 3000 бар. Применяются одно-, двух- и даже идет освоение трехступенчатого. Создаются и внедряются модули масляных и жидкостных насосов с приводами, позволяющими оптимальное многопараметровое регулирование условий смазки и охлаждения элементов двигателя. Широко внедряются стальные тонкостенные поршни. Все это реализуется на базе современных технологий и позволяет создавать модификации, отличающиеся как по номинальной форсировке (среднее эффективное давление от 6 – 8 до 25 кг/см²), так и запасу крутящего момента (от 1.1 до 1.7). Идет т.н. интеллектуализация каждого шага на пути выполнения машиной задаваемой задачи с целью оптимизации интегрального результата.

7. Существующая в мире сельхозтехника в настоящее время использует СУ мощности от 100 до 600 л.с. с ростом примерно в 3% / год. Наиболее востребуемый диапазон примерно в 60% от него, в диапазоне 150 – 450 л.с.
8. Потребителю важен не уровень заявленных параметров базовой конструкции двигателя. Его интересует конечный эффект, где играет роль (не менее, если не более!) учет и оптимизация эксплуатационных параметров. Среди наиболее важных для этого факторов – степень электризации и электронизации систем двигателя для возможности многопараметровой оптимизации последнего.
9. В мире есть порядка 20 - 25-ти устойчиво эффективных производителей по полному циклу дизелей.
10. Масштабы их прибыльного производства исчисляются, как правило, сотнями тысяч изделий и широкой унификацией и кооперацией в производстве, вглубь и вширь, высочайшей технологической культурой по полному жизненному циклу (материалы → производство изделий → эксплуатация → обслуживание → утилизация → материалы).

Обратимся к нашей задаче. В таблице 2 показан диапазон номинальных параметров дизелей, используемых на технике Казахстана. Анализ этих данных и сопоставление с современными возможностями двигателестроения показывает, что сегодняшние потребности могут быть большей частью удовлетворены использованием СУ с современным дизелем рабочим объемом порядка 8,5-9,5 литров при рядной 6-тицилиндровой конструкции. Достигнутая в нем форсировка двигателя достаточна для удовлетворения самых высоких требований по приспособляемости уже существующих агрегатов. Считая предельным $p_{eM} \leq 28 \text{ кг/см}^2$ и принимая несколько завышенный коэффициент приспособляемости для каждой области применения, можно вычислить и оценить резерв мощности при выбранном решении на перспективу. Таблица показывает и эти возможности.

Таблица 2

	Параметры Область применения	макс. в реальности		Усл. Форсир.	Реком	Макс	Резерв на буд	Персп мощн, л.с.	
		$N_e, \text{ л.с}$	$n_n \cdot 10^{-3}$	$P_{e_{уд}} = 9_{л}$	кМ	p_{eM}	28/ p_{eM}		
1.	Автобус гор. ср вмест	180	2.2	8,2	1.6	12	2.3	200	1
2.	Автоб. гор. б. вмест	240	2,2	12	1.6	19.2	1.46	300	1
3.	Автоб междугор. ср. вмест.	160	2.2	7,3	1.2	8.8	3.2	250	1
4.	Автоб междугор. б. вмест.	260	2.2	11.8	1.2	14.2	2.0	300	1
5.	Машины грузовые	240	2.1	11,4	1.3	14.8	1.9	350	1
6.	Машины воен-трансп.	300	2.0	15	1.6	23	1.2	400	2
7.	Сельхоз. тракторы	370	1.9	19.5	1.4	27.3	1.0	400	2
8.	Пром. тракторы	320	1.6	20	1.6	24	1.16	420	3
9.	С/хоз машины и комбайны	340	2.2/1.6	15/21	1.3	27.5	1.0	350	3
10.	Дор.-строит. и инж. техника	250	2.0	12.5	1.5	22	1.27	450	3
11.	Энергетические установки	330	1.5	22	1.2	26.5	1.06	500	3
12.	Судовые двигатели	375	1.5	25	1.1	27.5	1.0	500	3

Примечание: модель удовлетворяет перспективу 1 – дальнюю; 2 – ближнюю; 3 – не удовлетворяет, поэтому на перспективу следует иметь для мощных машин двигатель соответствующего литража либо снижать требования по кМ.

В настоящее время границы данного диапазона мощностей покрываются использованием двигателей большого числа марок (что весьма дорого), с одного конца (малых мощностей) - дефорсированных и с другого, больших мощностей, – наоборот – высокофорсированных V-образных шести-, восьми- и двенадцатицилиндровых дизелей семейства ЯМЗ. Преимущества возможного в будущем использования на таких средствах транспортных рядных шестицилиндровых дизелей очевидны. На долгосрочную перспективу возможно решение задачи двумя путями: использование конструкций с меньшим и большим числом цилиндров в базовой размерности или конструкции с увеличенными до 1.6 -1,8 л размерами цилиндра.

Таким образом, можно считать, что спрос на используемый в РК диапазон мощностей СУ может быть в техническом отношении и экономически оправданно покрыт не более чем 2-мя типоразмерами базовых моделей дизельных двигателей. При расчете на современную и перспективную технику это даже может быть 1 типоразмерный ряд R4(3) – R6 – V8 – V12 с рабочим объемом цилиндра порядка 1,4 – 1,6 дм³.

Сопоставление существующих и обозримых в будущем потребностей в СУ РК и стран региона, а также уровня местной технической культуры показывает, что следует считать непозволительной роскошью и нецелесообразными к реализации в ближайшей перспективе возможные попытки создания производства оригинальных двигателей в регионе. Горький опыт Кустанайского и Кутаисского заводов даже в условиях общего хозяйствования в СССР также подтверждают такой не очень утешительный вывод. Из этого вовсе не следует, что задача индустриализации страны нереализуема в долгосрочной перспективе. Она может и должна решаться не в лоб, а постепенно и настойчиво. В процессе подтягивания к использованию пока недоступных современных базовых и критических технологий следует «закрепиться» на уже потерянных или заброшенных, но все еще актуальных их видах.

Исходя из этих предпосылок и строилась методика создания производства двигателей в Республике Казахстан. На первом этапе мы определяли возможного партнера, 5 -10% продукции которого может покрывать основные потребности региона. Конструкция двигателей должна отвечать вышеописанным требованиям. Уже на данной стадии мы оговаривали с партнером динамику разумного включения в обоюдовыгодную кооперацию труда с целью обеспечения внутренних и внешних партнеров узлами, дизелями и – затем - целиком СУ, с эквивалентным обменом/ продажей других составляющих для полной в дальнейшем сборки изделий.

Реализация нашей методики позволила:

- прочно занять всю востребуемую нишу мощностей одной размерностью;
- поднять экономические показатели применения;
- провести модернизацию имеющегося парка при критической замене или капремонте штатных СУ изделий;
- создать единый унифицированный ряд применяемых СУ;
- обеспечить запчастями высокой унификации при малой номенклатуре, создать единую сервисную систему;
- улучшить экологическую обстановку;
- довести уровень технической культуры до мирового.

Началом локализации этого производства было изготовление оговоренного перспективного узла (одного или нескольких), необходимого для модификаций СУ от фирмы- партнера и сборки СУ. Первым и основополагающим вопросом было обеспечение у создаваемого продукта долговременного значимого ценового преимущества при высоком и стабильном качестве. Это возможно при изготовлении высокопроизводительными методами широкого и эластичного ассортимента качественной продукции. К примеру, это были модули водяных и масляных насосов, турбокомпрессоры перспективного семейства дизелей партнера.

Выводы

Географическое положение, вызовы времени в связи с потребностями развития РК и региона, политико-экономические предпочтения страны проектируются на проблемы обеспечения силовыми установками различных отраслей экономики.

На основе анализа соотношения потребностей в силовых агрегатах самого Казахстана и соседних республик предложена концепция обеспечения нужд экономики в этом направлении. Она предусматривает долговременное и расширяющееся развитие в РК элементов двигателестроительной отрасли, один из возможных сценариев которого состоит в следующем:

- интеграция возможностей выхода на мировой уровень технической культуры на узком секторе возможного конкурентоспособного высокотехнологичного производства элементов СУ [6];
- расширение без потери заданного уровня качества выпуска гаммы высокотехнологич-

- ных изделий в кооперации с выбранным партнером;
- согласование с партнерами и организация кооперированного производства одной из типоряда модели двигателя и организация региональных продаж;
 - полноправное включение в международное разделение производства и продаж фирмы - партнера.

Литература

1. Некрасов В.Г. Легковое автомобилестроение стран СНГ. Поиск и решения. «Автомобильная промышленность», № 8, 2002.
2. Каминский В.Н. Двигателестроение – будущее отечественного автопрома. «Промышленник России», № 5, 2005г.
3. Некрасов В.Г. Создание автомобильного двигателя в Казахстане. «Вестник Национальной Инженерной Академии Республики Казахстан», № 1, 2004.
4. Дьяченко В.Г. Дизель или двигатель с искровым зажиганием? «Двигатели внутреннего сгорания», № 1, 2004.
5. Некрасов В.Г., Куанышев М.К. и др. Оптимизация конструкции двигателя. «Ползуновский вестник», № 4, 2006
6. Погарская Н. Казахстанский автомобиль – объективная реальность. «Промышленность Казахстана», № 4, 2002.

Применение активных колёсных модулей в автопоездах для перевозки крупногабаритных и тяжеловесных грузов

к.т.н. Коркин С.Н., к.т.н. Курмаев Р.Х., Крамер А.С.
*Университет машиностроения, ОАО «НАМИ – Сервис»
rinat1982@yandex.ru*

Аннотация. В статье приведены конструкции различных типов активных автопоездов повышенной проходимости. Предложены технические решения и методы компоновки автопоездов активными колёсными модулями с гидрообъёмным приводом колёс. Проведен анализ тяговых возможностей и оценка величины разрушающего воздействия на грунт автопоездов с активными и неактивными прицепными звеньями.

Ключевые слова: автопоезд с активным прицепным звеном, гидрообъёмная трансмиссия, проходимость, грунт, колёсный модуль.

В данной статье приведены данные научных исследований, полученные при выполнении Государственного контракта № П1131 от 02.06.2010 на поисковые научно-исследовательские работы для государственных нужд по заданию Министерства образования и науки РФ на 2010 – 2012 г.г. в рамках ФЦП «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России» на 2009 – 2013 годы.

В настоящее время для перевозки крупногабаритных и тяжеловесных грузов для нужд различных отраслей экономики страны требуется специализированный подвижной состав. Особенно это необходимо в областях с неразвитой транспортной инфраструктурой, характерной для нефтегазодобывающей промышленности, лесопромышленном и строительном комплексах и т.д. (районы Крайнего Севера, Сибири, Дальнего Востока).

В связи с этим одним из основных направлений развития транспортной системы является использования автопоездов, позволяющих увеличить производительность подвижного состава и снизить себестоимость грузоперевозок. Автопоезд - комбинированное многозвеновое транспортное средство, состоящее из автомобиля-тягача и прицепного звена (прицеп или полуприцеп). Прицепных звеньев у автопоезда может быть несколько.

В России прицепные звенья для перевозки крупногабаритных и тяжеловесных грузов выпускают многие фирмы и заводы, такие как: ООО «Спецприцеп», ЧМЗАП ОАО «Уралавтоприцеп» и др. Из западноевропейских компаний стоит упомянуть Nooteboom (Нидерланды), Goldhofer и Scheuerle (Германия), Faymonville (Бельгия) и др. В большинстве случаев

автопоезда используются для перевозки грузов на дорогах общего пользования. Основным же недостатком, ограничивающим использование современных автопоездов в вышеуказанных регионах, является их низкая проходимость при движении вне дорог с твердым покрытием. Для возможности эксплуатации автопоездов в условиях бездорожья существуют общеизвестные способы повышения проходимости, например, за счет активизации прицепных звеньев автопоездов.

Создание активных прицепов и полуприцепов ведется уже достаточно давно. Конструкции, разработанные в нашей стране, имели преимущественно механический привод колес прицепного звена [3, 4]. Примерами активных автопоездов с механическим приводом колес прицепного звена являются автопоезда: Урал-44201-862 (10x10) (рисунок 1), БА3-3405-9366 (10x10) (рисунок 2), КрАЗ-260Д-9382 (рисунок 3).



Рисунок 1



Рисунок 2



Рисунок 3

Примененный в разработках силовой привод с механической передачей мощности, несмотря на использование традиционных конструктивных элементов, имеет существенные недостатки: сложная и тяжелая конструкция, трудность компоновки и общая ненадежность при передаче мощности большим количеством карданных передач. К этим недостаткам добавлялись кинематические несоответствия вращения колес тягача и активного прицепа и проблемы оптимального перераспределения необходимых сил тяги и торможения на каждое колесо автопоезда, особенно заметные на ровной дороге, на поворотах и при торможении. Кроме того, возможность расцепления и замены прицепного состава вообще не предусматривали.

Кроме механического привода, в конструкции активных автопоездов использовался гидрообъемный привод колес прицепного звена [3, 4]. Среди подобных разработок можно выделить МА3-544-5246 (МА3-7410-5246) (12x12) и ЗИЛ-137-137Б (10x10) (рисунок 4). Недостатками такого типа привода в то время были низкий КПД привода, невысокая надежность трубопроводов, отсутствие возможности управления гидромашинами.

Общим же для этих автопоездов являлось то, что привод колес прицепных звеньев осуществлялся от двигателя автомобиля-тягача, что сильно ограничивало возможности применения тягача для других транспортных задач и возможность соединения с другими типами прицепов и полуприцепов.

На современном этапе развития технологии машиностроения, для привода ведущих колес прицепных звеньев наиболее целесообразно использовать бесступенчатые регулируемые трансмиссии (гидрообъемные, электрические приводы), обладающие рядом преимуществ по сравнению с механическими [1, 4].

В качестве примера на рисунке 4 представлен автопоезд, у которого привод колес полуприцепа обеспечивается дополнительным вспомогательным электрическим модулем. Дополнительный модуль обеспечивает увеличение суммарной мощности необходимой тягачу при движении на подъем. Модуль оснащен специальной тормозной системой, которая использует технологию подзарядки бортовых аккумуляторов при торможении. Система работает по принципу гибридного автомобиля.

Двигатель-генераторы производят электричество с помощью системы торможения вместо обычных тормозов, использующих для торможения трение. Автомобиль имеет систему аккумуляторов, которые накапливают эту энергию. Когда грузовику необходимо увеличить скорость или идти в гору, аккумуляторы придают движителю дополнительную мощность. На рисунке 5 показана принципиальная схема работы системы.

Например, при применении гидрообъемной трансмиссии (ГОТ) в качестве привода прицепного звена (рисунок 6) можно создать автоматическую систему управления [1, 4], которая будет обеспечивать эффективное регулирование подводимой мощности непосредственно.

венно к каждому колесу прицепного звена.



Рисунок 4 – Гибридный автопоезд с дополнительным модулем

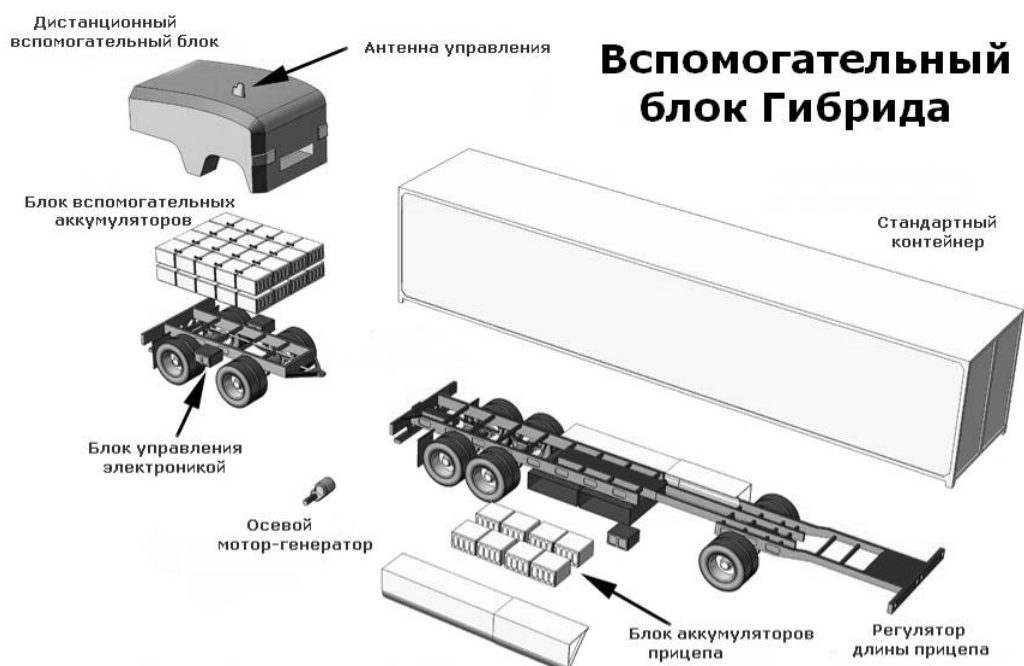


Рисунок 5 – Принципиальная компоновочная схема гибридного автопоезда с дополнительным модулем

В настоящее время технологическое развитие позволяет создавать элементы гидрообъемного привода, прежде всего, гидромашины, на качественно ином уровне: с высокой передаваемой мощностью, небольшой массы и габаритов, с высокой надежностью. Производятся регулируемые и обратимые объемные гидромашины нового поколения в транспортном исполнении с требуемой мощностью, развивающие давление до 50 МПа с приемлемыми массо-габаритными характеристиками, с электропропорциональными системами управления через бортовые ЭВМ. Качественное изменение претерпели и быстроразъемные соединения (БРС) гидравлических шлангов, позволяющие при необходимости отсоединять прицеп/полуприцеп от тягача в случае размещения на нем насосной станции без потерь рабочей жидкости. Все перечисленные выше аспекты позволяют говорить о целесообразности и перспективности развития направления по применению именно гидрообъемных трансмиссий (ГОТ) на прицепных звеньях при создании активных автопоездов.

Совокупность автомобиля-тягача с различными типами активных колесных модулей образуют «модульную транспортную систему».

Такая система предназначена для перевозки грузов массой от 14 тонн и более в зависимости от количества активных колесных модулей и типа движителя.



Рисунок 6 – Активный автопоезд ЗИЛ–137–137Б (10×10) с гидрообъемным приводом колес прицепного звена

Предлагаемые технические решения создания активных автопоездов повышенной проходимости основывается на использовании универсальной автономной насосной станции (АНС), посредством которой осуществляется привод ведущих колёс прицепных звеньев. Так как привод колёс прицепных звеньев в этом случае осуществляется от АНС, не связанного непосредственно с двигателем тягача, то такую конструкцию можно назвать «активным колёсным модулем».

В зависимости от конструкции активные колёсные модули можно разделить на следующие типы:

- активный полуприцеп (может быть 2, 3, 4-осный и более (обозначаться АП 2, АП 3, АП 4 и т.д.) (рисунок 7);
- активная подкатная тележка полуприцепного типа «доля» (АПД) (рисунок 8);
- активная подкатная тележка прицепного типа (АТ) (рисунок 9).

Активный полуприцеп (рисунок 7) может представлять собой стандартный высокорамный полуприцеп, оснащённый стандартными ведущими мостами с усиленной подвеской, позволяющей оптимально распределять осевую нагрузку. Привод ведущих колес полуприцепа осуществляется с помощью нерегулируемого или регулируемого гидромотора. Для увеличения силового диапазона регулирования возможно применение редуктора гидромотора, который может быть одно- или двухступенчатым, в зависимости от особенностей гидромотора, с возможностью отключения привода мостов во время транспортировки.

При возрастании массы перевозимого груза, для того чтобы снизить нагрузку на седельно-сцепное устройство тягача и более равномерно распределить ее между всеми осями автопоезда, используется активная подкатная тележка полуприцепного типа «доля», расположенная между тягачом и полуприцепом (рисунок 8). Для привода колес подкатной тележки полуприцепного типа может использоваться гидроагрегат, представляющий собой два регулируемых гидромотора и редуктор, выполненный в едином корпусе, с возможностью передачи крутящего момента на две карданные передачи (т.е. на переднюю и заднюю оси).

Активная подкатная тележка (рисунок 9) позволяет при перевозке грузов использовать любой бортовой автомобиль с погрузкой на него автономной насосной станции. В этом случае может использоваться автопоезд с активной подкатной тележкой прицепного типа совместно с неактивным или с активным полуприцепом.

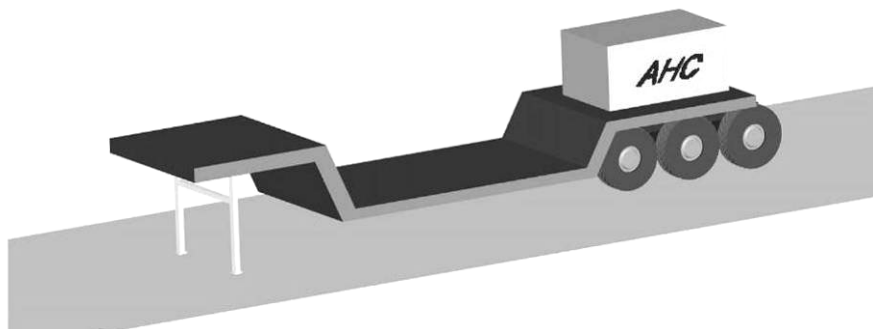


Рисунок 7 – Принципиальная схема конструкции активного полуприцепа

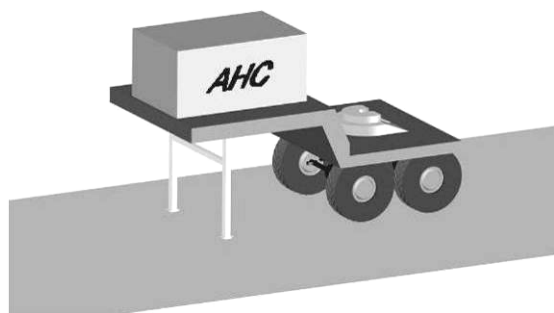


Рисунок 8 – Принципиальная схема конструкции активной подкатной тележки полуприцепного типа «доля» (АНД)

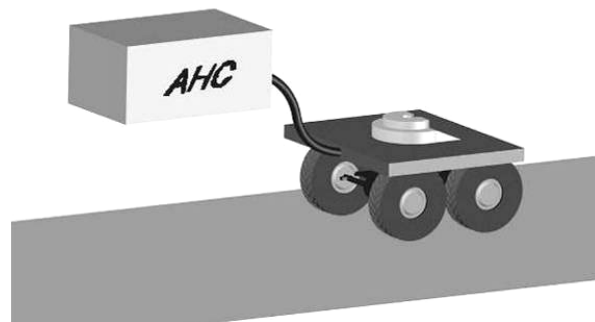


Рисунок 9 – Принципиальная схема конструкции активной подкатной тележки прицепного типа (АТ)

Для активных колёсных модулей может быть использована автономная насосная станция, которая позволит передать крутящий момент от силовой установки на гидромоторы. Автономная насосная станция располагается на платформе или борту автомобиля и соединяется с тележкой с помощью быстроразъемных соединений через гибкие трубопроводы.

В основе её дизельный двигатель и регулируемые реверсивные насосы. Если количество осей прицепных звеньев более 2-х, то в конструкции автономной насосной станции возможно использовать спаренный насос (состоит из двух гидронасосов одинакового объема с общим приводным валом). Если количество осей не превышает 2-х, то вполне хватает и одного насоса. АНС может быть размещена как на тягаче, так и на платформе самого колёсного модуля.

Принципиальная схема расположения основных элементов АНС представлена на рисунке 10.

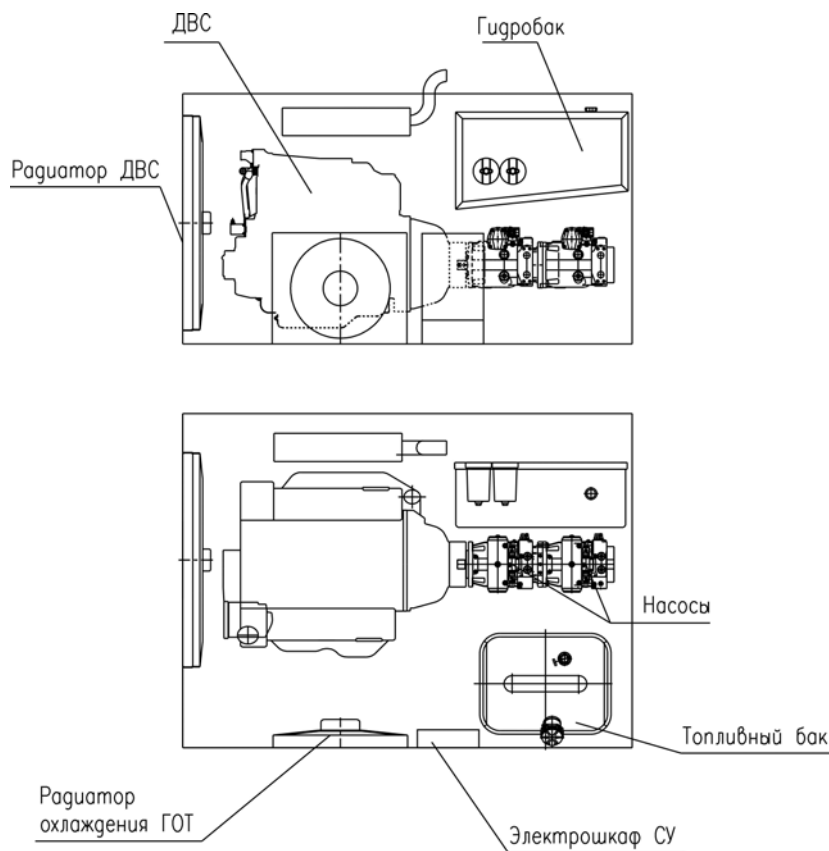


Рисунок 10 – Схема расположения основных элементов АНС

В зависимости от требуемых условий эксплуатации автопоезда мощность двигателя АНС может быть различной.

В таблице 1 представлены значения необходимой мощности двигателя АНС для различных тяжёлых дорожных условий, характеризующиеся коэффициентом сопротивления f .

Таблица 1

Дорожные условия, f	Диапазон необходимой мощности ДВС АНС, N_e [кВт]				
	АП 2	АП 3	АП 4	АПД	АТ
Грунтовая (сухая) – 0.025...0.035	21-29	31-43	41-58	18-25	14-25
Грунтовая (после дождя) – 0.05...0.15	41-124	62-185	82-247	35-107	29-87
Песчаная поверхность (сухая) – 0.1...0.3	82-247	124-371	165-495	70-210	58-173
Песчаная поверхность (влажная) – 0.06...0.15	49-124	74-185	99-247	42-105	35-87
Снежная укатанная – 0.03...0.05	25-41	37-62	49-82	21-35	17-29

В таблице введены следующие условные обозначения: АП 2 – активный полуприцеп 2-х осный; АП 3 – активный полуприцеп 3-х осный; АП 4 – активный полуприцеп 4-х осный; АПД – активная подкатная тележка полуприцепного типа «доля»; АТ – активная подкатная тележка прицепного типа.

В качестве исходных данных для определения необходимой мощности ДВС АНС были приняты следующие: грузоподъёмность колёсных модулей: АП 2 – 20 тонн, АП 3 – 30 тонн, АП 4 – 40 тонн, АПД – 14 тонн, АТ – 17 тонн; КПД ГОТ $\eta = 0.67$; скорость движения – 10 км/ч.

Важным этапом при проектировании активного автопоезда с гидрообъемным приводом ведущих колес модуля является правильный подбор гидромашин. Параметры выбранных гидромашин определяют эффективность ГОТ, а значит, и эффективность всего рассматриваемого автопоезда. Подбор элементов ГОТ прицепного звена проводится на основании его тягово-динамического расчёта. Результатом расчета являются максимальные рабочие объемы элементов ГОТ, а также требуемые передаточные отношения согласующих редукторов.

Для примера на рисунке 11 представлена одна из возможных схем ГОТ 2-х осного колёсного модуля [5].

Для примера на рисунках 12 и 13 представлены графики сравнения результатов тягово-динамического расчёта разных типов автопоездов при движении в самых тяжёлых условиях с $f = 0.2$, соответствующей сухой песчаной поверхности. Автопоезд полной массой 68 тонн состоит из автомобиля-тягача КАМАЗ 65221 (6х6) и 4-х осного полуприцепа. Для сравнения автопоезд рассматривается в двух вариантах: 1 – с неактивным полуприцепом; 2 – с активным полуприцепом (с гидрообъемным приводом колёс).

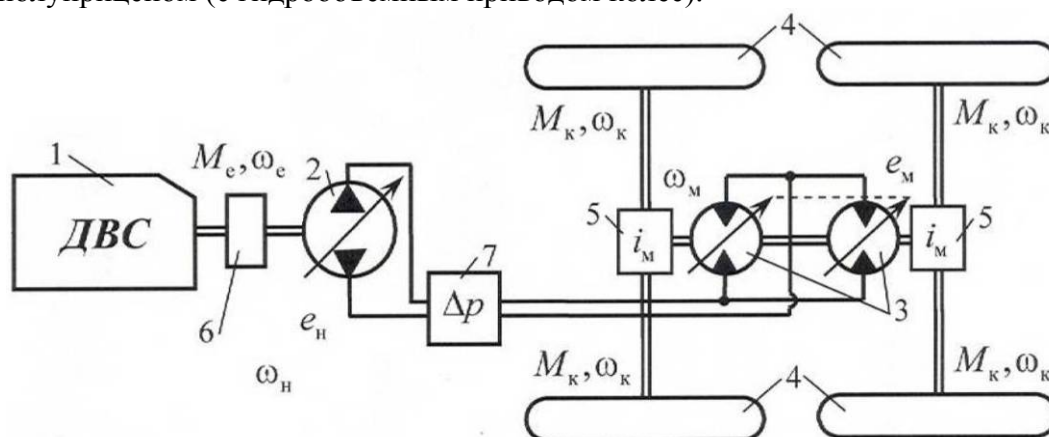


Рисунок 11 – Схема гидрообъемного привода 2-х осного колёсного модуля прицепного звена автопоезда

На рисунке 12 представлен график сравнения силы тяги рассматриваемых типов автопоездов по условию преодоления максимального сопротивления движению [4]: $P_k \geq P_f$, где:

P_k - продольная сила тяги, (Н), P_f - сила сопротивления качению, (Н).

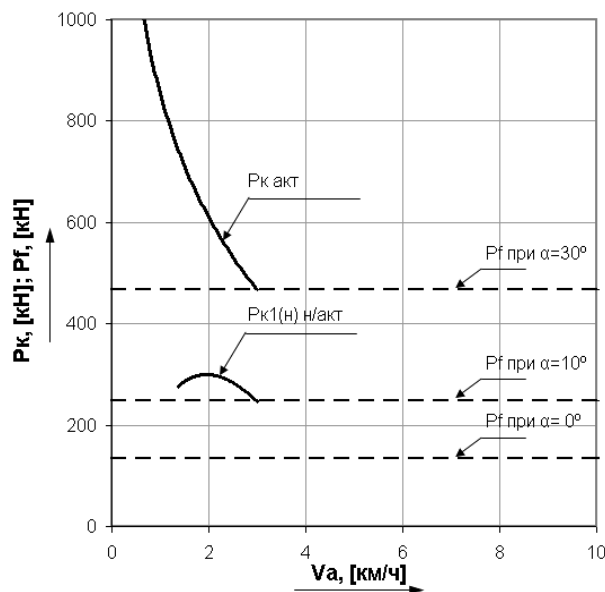


Рисунок 12 – Тягово-динамический расчёт автопоезда с активным и неактивным прицепным звеном при движении по сухой песчаной поверхности ($f = 0.2$)

Из рисунка 12а видно, что неактивный автопоезд сможет преодолеть угол подъёма 10 градусов на первой пониженной передаче на скорости до 3 км/ч, а активный автопоезд – угол подъёма 30 градусов на тех же скоростях.

На рисунке 13 представлен график сравнения силы тяги рассматриваемых типов автопоездов по условию сцепления с опорной поверхностью [4]: $P_k \leq P_\phi$ (при $\phi = 0,3$ соответствующей сухой песчаной поверхности), где: P_ϕ – сила сцепления ведущих колёс (Н).

Из рисунка 13 видно, что неактивный автопоезд не сможет преодолеть условия движения при $\phi = 0.3$, а активный автопоезд с такой задачей справится.

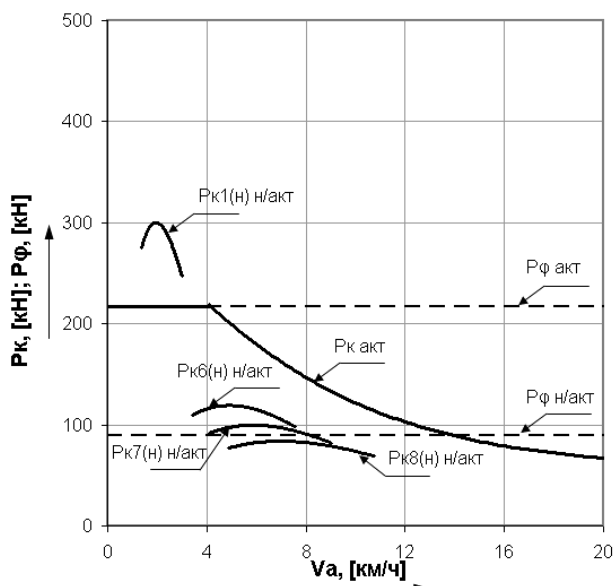


Рисунок 13 – Тягово-динамический расчёт автопоезда с активным и неактивным прицепным звеном при движении по сухой песчаной поверхности при $\phi = 0,3$

Таким образом, вышеприведенные графики показывают повышение проходимости активного автопоезда по сравнению с неактивным.

В зависимости от назначения автопоезда и характеристики перевозимого груза возможны различные комбинации конструкций колёсных модулей. Для примера на рисунках с 14 по 18 представлены варианты возможных автопоездов с активными колёсными модулями

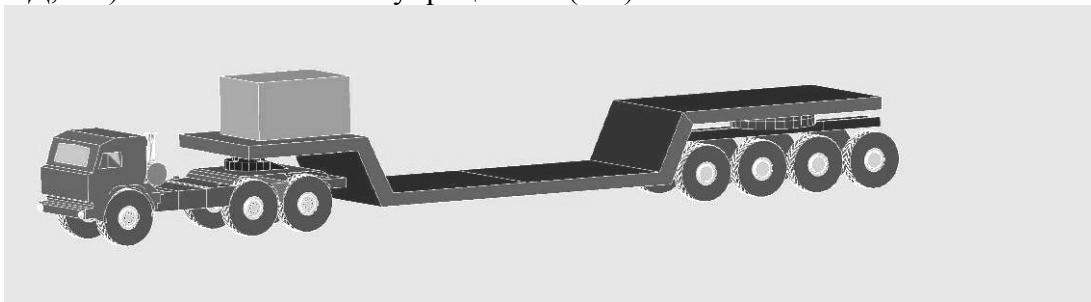


Рисунок 14 – Автопоезд 14х14 [КамАЗ 65221 (6х6) + АП 4 (8х8)]

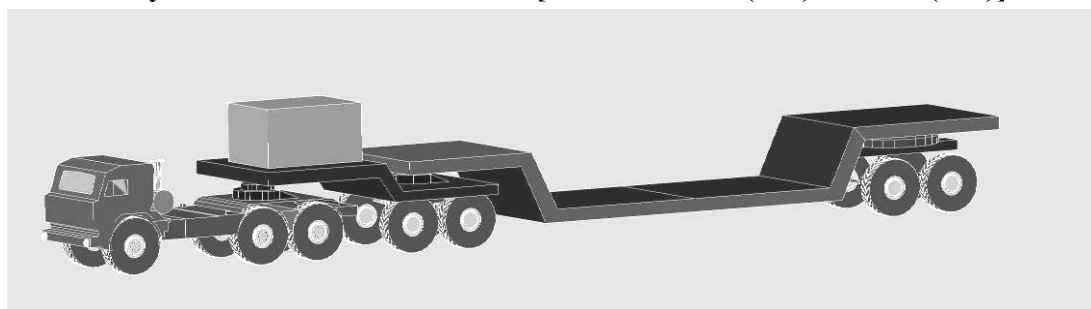


Рисунок 15 – Автопоезд 14х10 [КамАЗ 65221 (6х6) + АПД (4х4) + НП]

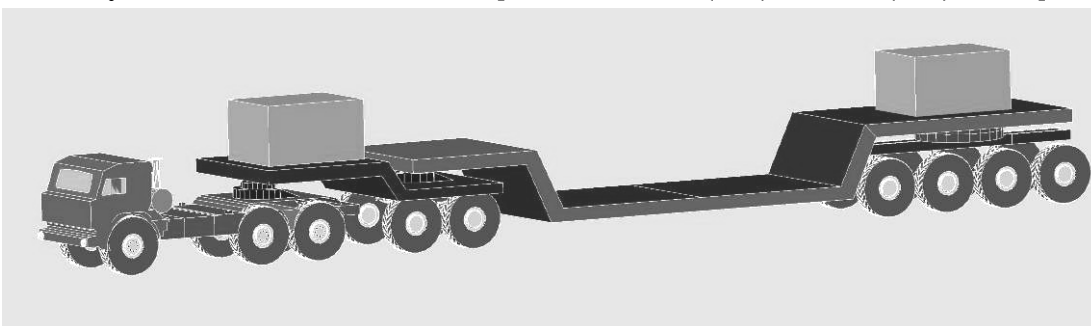


Рисунок 16 – Автопоезд 18х18 [КамАЗ 65221 (6х6) + АПД (4х4) + АП 4 (8х8)]

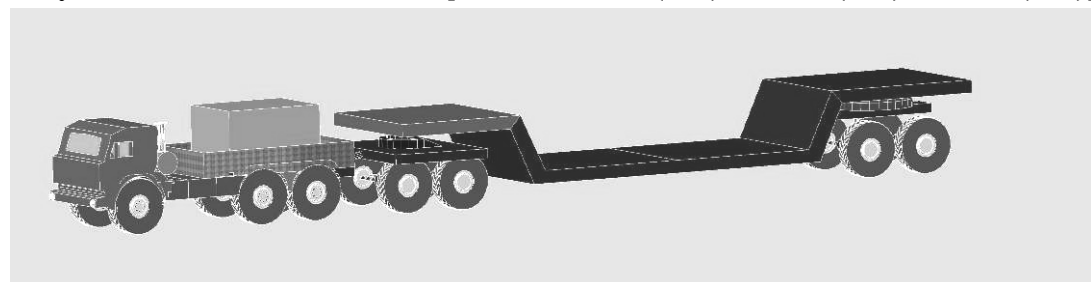


Рисунок 17 – Автопоезд 14х10 [КамАЗ 43118 (6х6) + АТ (4х4) + НП]

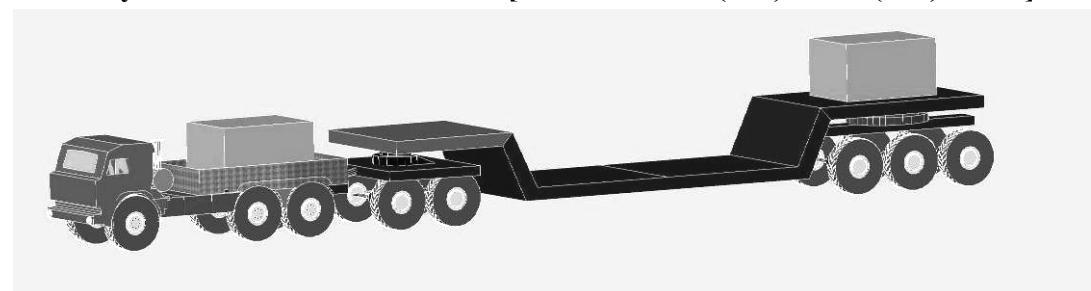


Рисунок 18 – Автопоезд 16х16 [КамАЗ 43118 (6х6) + АТ (4х4) + АП 3 (6х6)]

Основные достоинства применения модульных транспортных систем с активным приводом колёс следующие:

- повышение проходимости и средних скоростей движения на 25% и более;

- повышение грузоподъёмности автопоезда;
- гибкость применения исходя из транспортных задач;
- возможность объединения прицепных звеньев для транспортировки длинномерных и крупногабаритных тяжёлых грузов;
- снижение разрушающего воздействия на почву до 40%.

Таким образом, модульная концепция активного автопоезда, предусматривающая применение однотипных активных колёсных модулей, является весьма перспективной, т.к. обеспечивает унификацию, снижение стоимости как самого транспортного средства, так и транспортных перевозок и значительно повышает возможности транспортных предприятий.

Появление в современном парке таких транспортных машин с активными прицепными звеньями можно ожидать только тогда, когда они будут обладать большей эффективностью по сравнению с аналогичными машинами с традиционными механическими трансмиссиями. Получить такие результаты реально лишь в том случае, если ГОТ будут оснащаться системами автоматического адаптивного управления, которые в процессе движения машины из всего многообразия возможных вариантов будут выбирать режим работы ГОТ, обеспечивающий максимальную эффективность системы «автомобиль-двигатель-трансмиссия-двигатель-опорная поверхность».

Литература

1. Шухман С.Б., Соловьев В.И., Прочко Е.И. Гидрообъёмные передачи – перспектива для полноприводных АТС. «Автомобильная промышленность», 1997, № 6. – с. 21-23.
2. Пирковский Ю.В., Шухман С.Б. Теория движения полноприводного автомобиля (прикладные вопросы оптимизации конструкции шасси). – М.: ЮНИТИ-ДАНА: Элит-2000, 2001. – 230 с., ил.
3. Коркин С.Н., Курмаев Р.Х., Петров С.Е. Экологические аспекты движения тяжёлых специальных автопоездов в условиях бездорожья // Материалы Международной научно-технической конференции Ассоциации автомобильных инженеров (ААИ) «Автомобиле- и тракторостроение в России: приоритеты развития и подготовка кадров», посвященной 145-летию МГТУ «МАМИ». – М.: МГТУ «МАМИ», 2010 г. – Книга 1. – с. 179 – 185.
4. Лепёшкин А.В., Курмаев Р.Х., Бочаров С.Е., Куру Д.С. Приводы активизированных прицепов автопоездов // Материалы Международной научно-технической конференции Ассоциации автомобильных инженеров (ААИ) «Автомобиле- и тракторостроение в России: приоритеты развития и подготовка кадров», посвященной 145-летию МГТУ «МАМИ». – М.: МГТУ «МАМИ», 2010 г. – Книга 1. – С. 227 – 231.
5. Лепешкин А.В. Математическая модель установившегося движения автопоезда с активизированным прицепным звеном, позволяющая оценить потери в трансмиссии. Известия МГТУ «МАМИ». Научный рецензируемый журнал. – М., МГТУ «МАМИ», №2 (12), 2011. – с. 27 – 41.

Исследование процесса теплоотдачи в сетчатой матрице роторного теплообменника

доц. к.т.н. Костюков А.В., Алексеев Р.А.

Университет машиностроения
ronopolk88@mail.ru, kostukov123@yandex.ru

Аннотация. Приводятся результаты расчетных исследований тепловых процессов в сетчатых матрицах роторных каркасных теплообменников. Получена уточненная зависимость теплоотдачи сетчатой матрицы от характеристик потока теплоносителя.

Ключевые слова: компактные теплообменники, моделирование теплогидравлических процессов, коэффициент теплоотдачи пористых матриц.

Одним из путей повышения эффективности применяемых в настоящее время в распре-

деленной энергетике микротурбин является установка в них теплообменников со сверхвысокой степенью регенерации (95-97%). По этому направлению идет американская компания Wilson, разрабатывающая микротурбину мощностью 300 кВт с электрическим КПД 50% [1]. Получение степени регенерации на уровне 95-97% при приемлемых габаритах возможно только в компактных роторных теплообменниках. В таких теплообменниках, как правило, используется пористая теплопередающая матрица. В частности, в роторном теплообменнике транспортного газотурбинного двигателя (ГТД) Горьковского автозавода (ГАЗ) применяется пористая матрица, образованная намоткой металлических сеток [2]. Имеющаяся информация по теплопередаче в таких сетках весьма невелика. В частности, в Николаевском кораблестроительном институте им. С.О. Макарова проводилось исследование теплогидравлических характеристик пористой сетчатой матрицы, применяемой в теплообменниках ГТД ГАЗ [3,4,5,6,7]. Однако работы проводились в очень узком диапазоне температур матрицы и теплоносителей (в эксперименте сетчатая матрица обдувалась попеременно воздухом с температурами 50⁰С и 30⁰С соответственно, в этом же диапазоне менялась температура сетчатой матрицы) и в полученной эмпирической зависимости (см. ниже) отсутствуют элементы, учитывающие температуру сетчатой матрицы.

$$J_k = 0.11 \cdot \text{Re}_x^{-0.46}, \quad (1)$$

где: Re_x - модифицированное число Рейнольдса: $\text{Re}_x = \text{Re} \cdot \frac{0.00375}{P^3}$;

$$J_k - \text{фактора Колборна: } J_k = \text{St} \cdot \text{Pr}^{2/3} = \frac{\alpha \cdot d_r}{\lambda \cdot \text{Re} \cdot \text{Pr}^{1/3}};$$

α - коэффициент теплоотдачи матрицы;

d_r - гидравлический диаметр матрицы;

λ - коэффициент теплопроводности;

St – число Стэнтона;

Pr – число Прандтля;

Re – число Рейнольдса;

P – пористость матрицы.

Следствием этого явилось значительное, на 3-4% (абсолютных), несовпадение экспериментально полученной на режиме с температурой матрицы, лежащей в диапазоне 230-600⁰С, и расчетной (с использованием зависимости (1)) степени регенерации теплообменника ГТД ГАЗ [2].

Уточнению эмпирической зависимости (1) теплоотдачи для пористой сетчатой матрицы посвящена данная статья.

Для выполнения поставленной задачи проводилось математическое моделирование теплогидравлических процессов в сетчатой матрице. В качестве объекта исследования была выбрана сетчатая матрица, применяемая в роторных каркасных теплообменниках ГТД ГАЗ [2]. Основные геометрические параметры сетчатой матрицы: диаметр проволоки $d_{пр} = 0.13$ мм, “Ячейка в свету” $S = 0.2$ мм, пористость $P = 0.69$, компактность $K = 9508 \text{ м}^2/\text{м}^3$, гидравлический диаметр $d_r = 0.291$ мм

Схематичное изображение слоя сетки показано на рисунке 1.

Расчетная модель представляла собой фрагмент теплопередающей матрицы, состоящий из десяти слоев сеток (рисунок 2). Математическое моделирование базировалось на решении системы уравнений, включающей уравнения Навье-Стокса, энергии, неразрывности и состояния. Физические свойства стали и воздуха брались переменными в зависимости от температуры. В качестве материала теплопередающей матрицы элемента выбрана сталь 12Х18Н9Т.

Зависимости её теплофизических свойств от температуры приведены в таблице 1.

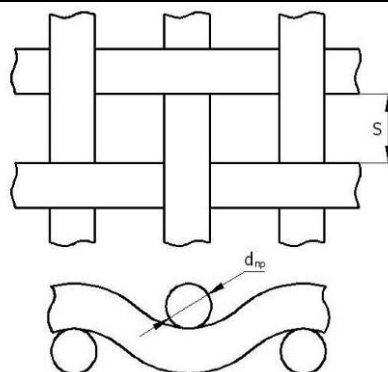


Рисунок 1 – Фрагмент сетки матрицы

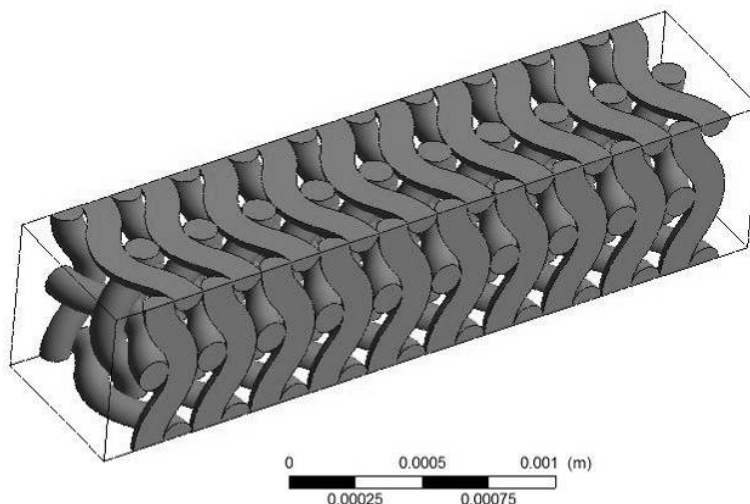


Рисунок 2 – Исследуемый участок сетчатой матрицы

Таблица 1

Зависимость коэффициента теплопроводности, удельной теплоёмкости и плотности стали 12Х18Н9Т от температуры

Температура, К	Теплопроводность, Вт/м ² · К	Теплоемкость, Дж/кг · К
273	15	457
373	16	469
573	20	498
873	25	528
973	26	541

Теплофизические свойства воздуха были аппроксимированы в виде полиномов в зависимости от температуры.

Динамическая вязкость:

$$\mu = (5.0697 + 0.005006 \cdot T - 0.00001262 \cdot T^2) / 1000000 \text{ Па} \cdot \text{сек}$$

Теплоемкость:

$$C_p = 933.91 + 0.19019 \cdot T + 0.000016667 \cdot T^2 \text{ Дж/кг} \cdot \text{К}$$

Теплопроводность:

$$\lambda = (0.233 + 0.00891 \cdot T + 0.0000022857 \cdot T^2) / 100 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

Численный эксперимент проводился в области чисел Рейнольдса $Re = 10-70$ (ламинарный режим течения). Продувка воздухом матрицы проводилась до момента полного ее нагрева или охлаждения. Температуры воздуха $T_в$ и матрицы $T_м$ брались приближенными к их реальным значениям в роторном теплообменнике ГАЗ.

В случае нагрева: $T_в = 965K, T_м = 300K$

В случае охлаждения: $T_в = 500K, T_м = 965K$

Обработка результатов численного эксперимента выполнялась в следующей последовательности:

1. Для всякого выбранного расчетного момента времени t были получены средние интегральные величины температур матрицы (T_m) и воздуха в ней (T_g), а также теплофизических свойств теплоносителей.
2. Вычислялся коэффициент теплоотдачи и критерии подобия Прандтля:

$$\alpha = \frac{\Delta H \cdot G}{F_{m.o.} \cdot |T_g - T_m|}, \quad \text{Pr} = \frac{\mu \cdot C_p}{\lambda},$$

где: ΔH - разности энтальпий воздуха на входе и на выходе;

G – расход воздуха;

$F_{m.o.}$ - полная площадь теплообмена в данном объеме сетчатой матрицы;

μ - динамическая вязкость;

C_p - коэффициент теплоемкости;

λ - коэффициент теплопроводности.

3. Находился фактор Колборна:

$$J_k = \frac{\alpha \cdot d_z}{\lambda \cdot \text{Re} \cdot \text{Pr}^{0.33}}.$$

4. Вычислялся модифицированный критерий Рейнольдса:

$$\text{Re}_X = \text{Re} \cdot \frac{0.00375}{P^3}.$$

5. Определялись температурные факторы для случаев нагрева и охлаждения:

$$\text{Te}_{\text{нагрева}} = T_{\text{матр}} / T_{\text{возд_вх}}, \quad \text{Te}_{\text{охлаждения}} = T_{\text{возд_вх}} / T_{\text{матр}}.$$

В результате расчета получены семейства кривых, отражающие процессы нагрева и охлаждения матрицы (рисунок 3 а, б).

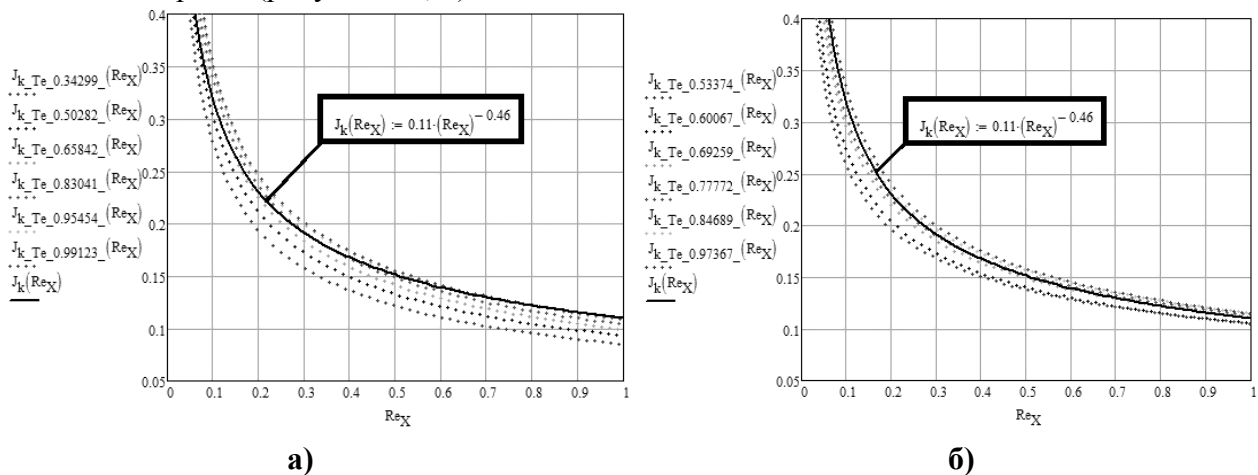


Рисунок 3 – Полученные зависимости $J_k = f(\text{Re}_X)$, соответствующие различным значениям температурного фактора в случае: а) нагрева матрицы; б) охлаждения матрицы

Тройки значений (Re_X , Te , J_k) аппроксимировались следующим образом: сначала для каждого выбранного $\text{Te}=\text{const}$ была проведена аппроксимация пар значений (Re_X , J_k) функцией:

$$J_k = A \cdot \text{Re}_X^B.$$

Далее находились аппроксимационные зависимости полученных коэффициентов A и B от температурного фактора Te в виде:

$$A = M_1 \cdot T_e + N_1$$

$$B = M_2 \cdot T_e + N_2$$

В итоге были получены зависимости:

$$\begin{aligned} J_k^{\text{НАГР}} &= (0.029 \cdot T_e + 0.06) \cdot \text{Re}_X^{0.00631 \cdot T_e - 0.514}, \\ J_k^{\text{ОХЛ}} &= (0.019 \cdot T_e + 0.064) \cdot \text{Re}_X^{-(0.143 \cdot T_e + 0.32)}. \end{aligned} \quad (2)$$

Проверка полученных зависимостей проводилась путем расчета в конечно-элементном комплексе теплогидравлических процессов в пористом теле с заданием процессов теплоотдачи зависимостями (2), а также формулой (1). Используемая расчетная методика приведена в работе [8].

В результате были получены значения температур воздуха на выходе из моделей и средних температур матриц в каждый расчетный момент времени.

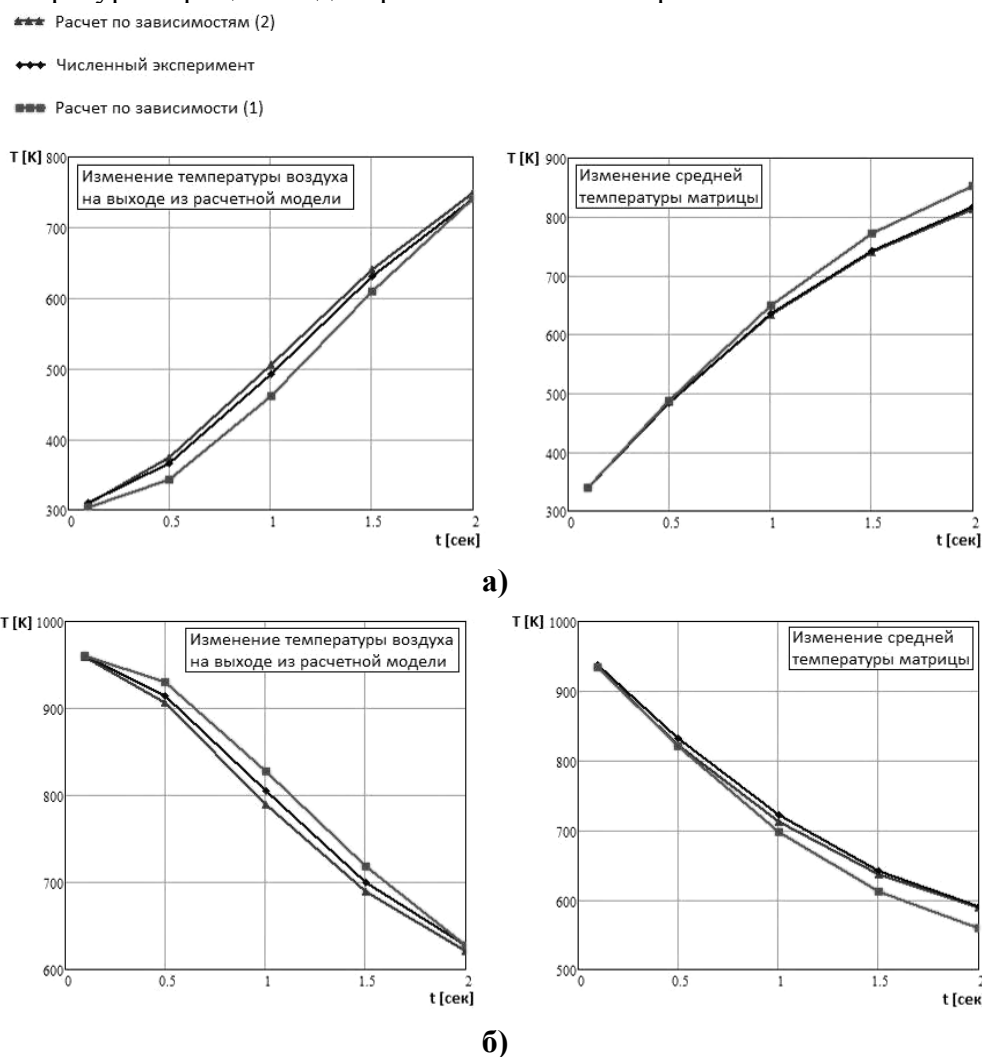


Рисунок 4 – Графики изменения во времени температур воздуха на выходе из расчетной модели и средних температуры матрицы в случае: а) нагрева матрицы; б) охлаждения матрицы

Сравнение этих значений с результатами численного эксперимента по продувке фрагмента сетчатой матрицы (рисунок 2) показано в виде графиков на рисунке 4 а, б.

Как видно, расчет с применением формул (2) дает более близкое совпадение с численным экспериментом.

Выводы

1. Проведено расчетное исследование тепловых процессов в сетчатой матрице роторного каркасного теплообменника.

2. Для случаев нагрева и охлаждения получены зависимости фактора Колборна (связанного с коэффициентом теплоотдачи матрицы) от параметров потока теплоносителя с учетом температурного фактора.
3. Результаты поверочного расчета с применением полученных зависимостей показали хорошее совпадение с численным экспериментом.

Литература

1. Dr. David Gordon Wilson Professor Emeritus, MIT Chief Scientist, Wilson TurboPower Inc. «The high efficiency of our multistage ceramic-bladed turbine design can produce an attractive economic return even in the absence of CHP».
2. Плотников Д.А. Разработка и исследование дисковых секционных регенераторов автотракторных ГТД. Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук, 1981 г.
3. Лебедь Н. Исследование гидравлических и теплообменных характеристик теплопередающих поверхностей для вращающегося регенератора секционного типа. Научно-технический отчет, 1971 г.
4. Исследование роторного теплообменника малоразмерного регенеративного газотурбинного двигателя. Общероссийский н/т журнал "Полет" №1, 2005г., с.38-42. А.В. Костюков и др.
5. Расчет распределения температур в каркасе дискового роторного теплообменника при нестационарных граничных условиях. Общероссийский н/т журнал "Полет" №10, 2005г., с.14-18. А.В. Костюков и др.
6. Высокотемпературный роторный теплообменник для газотурбинных и героторных двигателей. Известия МГТУ "МАМИ" №2 (12), 2011г., с.23-26. А.В. Костюков и др.
7. Исследование системы охлаждения каркаса роторного теплообменника. Известия МГТУ "МАМИ" №2 (4), 2007г., с.61-65. А.В. Костюков и др.
8. Алексеев Р.А., Костюков А.В. Повышение эффективности роторного теплообменника малоразмерного газотурбинного двигателя. Известия МГТУ "МАМИ" №1 (13), 2012 г., с.52-58.
9. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей. Н.Б. Варгафтик, 1972г.

Исследование режимов горения энергоаккумулирующих веществ

к.т.н. проф. Костюков А.В., доц. Кузнецов В.В., доц. Ащеульников Е.К., Родькин К.П.

Университет машиностроения

kostukov123@yandex.ru

Аннотация. В статье рассматриваются модель горения порошкообразных энергоаккумулирующих веществ (ЭАВ) в цилиндрической камере сгорания. Такая камера может рассматриваться как форкамера водородного реактора для транспортных и стационарных энергоустановок на базе ГТД. Составлена программа расчета горения порошкообразных ЭАВ в потоке перегретого водяного пара. Получено распределение температуры по оси камеры при различных значениях коэффициента избытка окислителя – водяного пара. Определены размеры глубины фронта пламени при заданных условиях работы камеры сгорания на энергоаккумулирующих веществах.

Ключевые слова: энергоаккумулирующие вещества, модель горения в цилиндрической камере сгорания

Продолжаются поисковые работы по использованию альтернативных источников энергии, среди которых первое место отводится новым методам получения водорода. Разработка новых методов получения водорода из воды играет важную роль в современной науке и технике, поскольку в отличие от органического топлива запасы воды являются неограниченными и возобновляемыми. В нашей стране и за рубежом разрабатываются методы получения водорода из воды с помощью энергоаккумулирующих веществ (ЭАВ) на основе алюминия и

кремния, что представляет новое направление на транспорте, в энергетике и в технологии, основанное на применении ЭАВ [1, 2, 3, 4, 5, 8].

При изучении режимов горения порошкообразных энергоаккумулирующих веществ в потоке перегретого водяного пара большой интерес представляет распределение температуры по оси цилиндрической камеры сгорания. Имеется в виду форкамера водородного реактора. В данной форкамере осуществляется предварительный подогрев порошкообразных энергоаккумулирующих веществ перед подачей их в рабочую зону водородного реактора.

Для обеспечения равномерного состава рабочей смеси – порошка ЭАВ и перегретого водяного пара – перед камерой сгорания устанавливается камера смешения. В камеру смешения осецентрично шнековым питателем подаётся порошок ЭАВ при комнатной температуре и тангенциально – перегретый водяной пар, имеющий температуру порядка 500°C. Образующаяся рабочая газовзвесь с температурой около 300°C направляется в камеру сгорания. Эта схема принята за основу при разработке программы расчёта осевого распределения температуры рабочего тела по оси камеры сгорания.

Определение осевого распределения температуры в камере сгорания даёт возможность рассчитать систему охлаждения камеры и тепловой барьер, отсекающий горячую камеру от блока питания. В блок питания входит расходный бункер с порошком ЭАВ и приводными электродвигателями для шнекового подающего устройства и для бункерного перемешивающего устройства. Перегрев этих объектов нежелателен.

При изучении режимов горения порошкообразных энергоаккумулирующих веществ в потоке перегретого водяного пара большой интерес представляет распределение температуры по оси цилиндрической камеры сгорания. Имеется в виду форкамера водородного реактора. В данной форкамере осуществляется предварительный подогрев порошкообразных энергоаккумулирующих веществ перед подачей их в рабочую зону водородного реактора.

Разработка программы расчета распределения температуры в камере сгорания

Для решения этой задачи использовалась упрощённая модель плоского одномерного неадиабатического пламени [6]. Рассматривается стационарное распределение температуры. Предполагается, что это распределение описывается уравнением:

$$\lambda \cdot \frac{d^2T}{dx^2} - m \cdot c_p \cdot \frac{dT}{dx} = -\omega \cdot q^o + L, \quad (1)$$

где: x – координата по нормали к фронту пламени, м;

T – температура реагирующей смеси, К;

λ – среднее значение коэффициента теплопроводности массы реагирующей смеси, Вт/(м·К);

m – поток массы реагирующей смеси через единицу площади в направлении оси x , кг/(м²·с);

c_p – средняя удельная теплоемкость реагирующей смеси при постоянном давлении, Дж/(кг·К);

ω – скорость химической реакции, кг_{ЭАВ}/(м³·с);

q^o – тепловой эффект реакции, Дж/кг_{ЭАВ};

L – тепловые потери из единицы объёма реагирующей смеси в единицу времени, Вт/м³.

Здесь выбрана система координат, в которой пламя покоится, а рабочий поток движется слева направо через неподвижный фронт пламени. За начало координат принято положение фронта пламени. Перед пламенем скорость реакции $\omega = 0$ вплоть до точки $x = 0$. Зона реакции занимает область $0 \leq x \leq l$, здесь скорость реакции $\omega = \omega^o$. За пламенем, т.е. при $x > l$ снова $\omega = 0$.

Таким образом,

$$\omega = \begin{cases} 0, & x < 0 \\ \omega^o, & 0 \leq x \leq l. \\ 0, & x > l \end{cases} \quad (2)$$

Температура воспламенения рабочей смеси обозначается T_i .

Толщина зоны горения l определяется из уравнения:

$$q^o \cdot \omega^o \cdot l = q \cdot m, \quad (3)$$

в котором величина q , зависящая от начального состава рабочей смеси, равна полному тепловыделению, отнесённому к единице массы смеси, $[q]$ Дж/кг_{смеси}.

Левая и правая части уравнения (3) представляют собой два различных выражения для полного тепловыделения при горении, отнесённого к единице площади поверхности фронта пламени.

Уравнение (1) может быть проинтегрировано, если задана явная линейная зависимость величины тепловых потерь L от температуры T . Можно принять, что всюду в пламени:

$$L = K \cdot (T - T_o), \quad (4)$$

где: K – константа теплообмена, связанная с теплоотдачей от рабочей смеси к стенке трубы камеры сгорания, Вт/(м³·К); T_o – температура стенки трубы, К.

Формула (4) описывает тепловые потери, определяемые теплопроводностью и конвекцией от рабочей смеси к стенкам трубы, на которых поддерживается постоянная температура, равная начальной температуре T_o . Тепловые потери, связанные с излучением, определяются нелинейной температурной зависимостью, что препятствует получению аналитического решения. В данной работе, для упрощения, потери на излучение не учитываются.

Константа теплообмена K для круглой трубы предлагается определять по формуле:

$$K = \frac{15 \cdot \lambda}{D^2}, \quad (5)$$

где: λ – среднее значение коэффициента теплопроводности массы реагирующей смеси, Вт/(м·К); D – диаметр трубы камеры сгорания, м.

После подстановки выражений (2) и (5) в уравнение (1) последнее становится линейным уравнением и может быть проинтегрировано. Общее решение уравнения (1) имеет вид:

$$T - T_o - \frac{\omega \cdot q^o}{K} = A \cdot e^{\alpha_+ \cdot x} + B \cdot e^{\alpha_- \cdot x}, \quad (6)$$

где:

$$\alpha_{\pm} \equiv \frac{m \cdot c_p}{2 \cdot \lambda} \cdot \left(1 \pm \sqrt{1 + \frac{4 \cdot K \cdot \lambda}{m^2 \cdot c_p^2}} \right), \quad (7)$$

а величины A , B и ω имеют различные значения в каждой из трёх областей по оси камеры сгорания: перед фронтом пламени, в зоне горения и за зоной горения. Анализ уравнений (6) и (7) показывает, что

В области $x < 0$:

величина $B = 0$, поскольку при $x \rightarrow -\infty$ температура рабочей среды стремится к конечному пределу $T \rightarrow T_o$, а $\omega = 0$; при $x = 0$ имеем $T = T_i$ и величина $A = T_i - T_o$. Следовательно в области $x < 0$:

$$T - T_o = (T_i - T_o) \cdot e^{\alpha_+ \cdot x}. \quad (8)$$

В области $x > l$:

Величина $A = 0$, поскольку при $x \rightarrow \infty$ температура рабочей среды стремится к конечному пределу, а $\omega = 0$; при $x = l$ имеем $T = T_{\max}$ и величина $A = T_{\max} - T_o$. Следовательно в области $x > l$:

$$T - T_o = (T_{\max} - T_o) \cdot e^{\alpha_- \cdot (x-l)}. \quad (9)$$

В области $0 \leq x \leq l$:

Скорость реакции $\omega = \omega^o$. Формула (6) для этой области принимает вид:

$$T - T_o = A \cdot e^{\alpha_+ \cdot x} + B \cdot e^{\alpha_- \cdot x} + \frac{\omega \cdot q^o}{K}, \quad (10)$$

где: A и B – константы, которые для данной области определяются из условий непрерывности температуры T и градиента температуры dT/dx в точках $x = 0$ и $x = l$.

Для определения A , B и T_{\max} при указанных условиях получены 4 уравнения:

$$T_i - T_o = A + B + \frac{q \cdot m}{l \cdot K}, \quad (11)$$

$$T_{\max} - T_o = A \cdot e^{\alpha_+ \cdot x} + B \cdot e^{\alpha_- \cdot l} + \frac{q \cdot m}{l \cdot K}, \quad (12)$$

$$\alpha_+ \cdot (T_{\max} - T_o) = A \cdot \alpha_+ + B \cdot \alpha_-, \quad (13)$$

$$\alpha_- \cdot (T_{\max} - T_o) = A \cdot \alpha_+ \cdot e^{\alpha_+ \cdot l} + B \cdot \alpha_- \cdot e^{\alpha_- \cdot l}. \quad (14)$$

Исключая A , B и T_{\max} из уравнений (11), (12), (13) и (14), получаем уравнение для определения массовой скорости горения m :

$$\left(\frac{l \cdot K}{q \cdot m} \right) \cdot (T_i - T_o) = \left(\frac{-\alpha_-}{\alpha_+ - \alpha_-} \right) \cdot (1 - e^{-\alpha_+ \cdot l}). \quad (15)$$

Если ввести безразмерные параметры:

$$k \equiv \frac{K \cdot l}{c_p \cdot m}, \quad (16)$$

$$\tau \equiv \frac{c_p}{q} \cdot (T_i - T_o), \quad (17)$$

$$\mu \equiv \sqrt{\frac{m \cdot c_p \cdot l}{\lambda}}, \quad (18)$$

то с учётом выражения (7) можно преобразовать уравнение (15) в:

$$k \cdot \tau_i = \frac{1}{2} \cdot \left(1 - \frac{1}{\sqrt{1 + 4 \cdot \frac{k}{\mu^2}}} \right) \cdot \left(1 - e^{-\frac{\mu^2}{2} \cdot \sqrt{1 + 4 \cdot \frac{k}{\mu^2}}} \right). \quad (19)$$

Если с помощью формулы (3) преобразовать формулу (16), исключив из неё неизвестную m , то параметр k можно представить в виде:

$$k = \frac{K \cdot q}{c_p \cdot q^o \cdot \omega^o}, \quad (20)$$

который можно рассчитать по заданным условиям задачи.

С помощью той же формулы (3) можно представить выражение (18) в виде:

$$\mu = m \cdot \sqrt{\frac{c_p \cdot q}{\lambda \cdot q^o \cdot \omega^o}}. \quad (21)$$

Расчёт распределения температуры в камере сгорания

Таким образом, при определённых по начальным условиям значениям k и τ , получаем нелинейное алгебраическое уравнение (19) с одним неизвестным μ , содержащим искомый параметр m .

Для дальнейших расчётов приняты следующие параметры задачи: $T_o = 573$ К (300 °С) – начальная температура рабочей смеси; $T_i = 1200$ К – температура самовоспламенения расчётных частиц алюминия [1]; $D = 0,04$ м – диаметр жаровой трубы камеры сгорания; $\lambda = 0,0615$ Вт/(м·К) – коэффициент теплопроводности водяного пара; $q^o = 9,53 \cdot 10^6$ Дж/кг – теплота сгорания ЭАВ (алюминиевый порошок АСД-4) в среде перегретого водяного пара [1]; q

$= 4,765 \cdot 10^6$ Дж/кг – теплота сгорания ЭАВ, отнесённая к 1 кг рабочей смеси (стехиометрическое соотношение весовых количеств алюминия и воды составляет 1 : 1); $c_p = 1655$ Дж/(кг·К) – удельная теплоёмкость рабочей смеси при постоянном давлении; $\omega^o = 1,52$ кг/(м³·с) – скорость химической реакции горения порошка алюминия в перегретом водяном паре.

Из работы [7] известно, что время гарантированного воспламенения и полного сгорания расчётной частицы алюминия диаметром 10 мкм составляет $t_{ox} = 123,05$ мс. В работе [6] приводится связь между скоростью химической реакции и временем реакции при известных плотности набегающей рабочей смеси $\rho_{см}$ и массовой доли горючего компонента – ЭАВ – $g_{ЭАВ}$:

$$t_{ox} = \frac{\rho_{см} \cdot g_{ЭАВ}}{\omega^o} \quad (22)$$

Здесь $\rho_{см} \approx (\rho_{ЭАВ} + \rho_{нар}) = (0,187 + 0,187) = 0,374$ кг/м³ и $g_{ЭАВ} = 0,5$.

Тогда скорость химической реакции

$$\omega^o = \frac{0,374 \cdot 0,5}{0,123} = 1,52 \text{ кг/(м}^3\text{·с)}.$$

Расчёты проводили с помощью Mathcad 14, используя вычислительный блок Given/Find и вычислительную функцию Isolve. Полученное распределение температуры по оси камеры в различных областях представлено на рисунках 1-3.

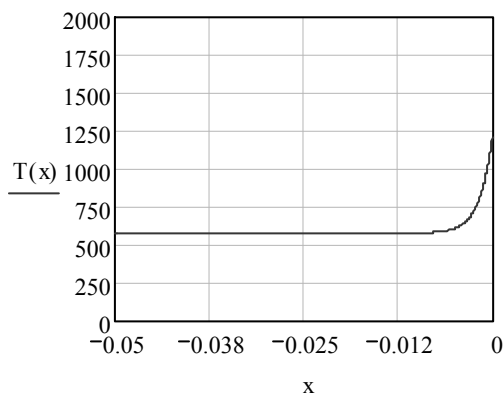


Рисунок 1 – Распределение температуры рабочей смеси перед фронтом пламени

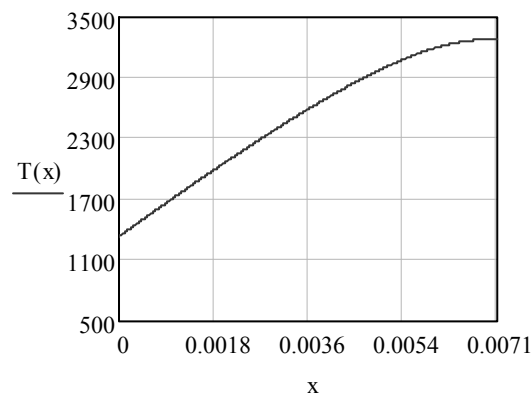


Рисунок 2 – Распределение температуры в зоне горения ЭАВ

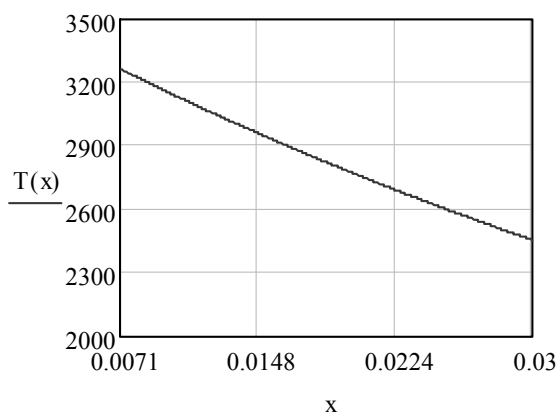


Рисунок 3 – Распределение температуры позади зоны горения ЭАВ

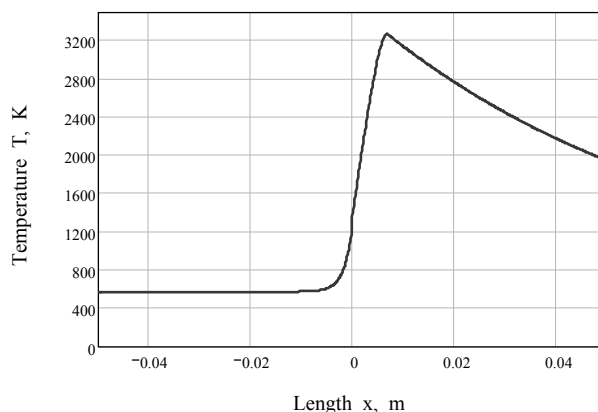


Рисунок 4 – Осевое распределение температуры в модели камеры сгорания

На рисунке 4 представлено интегральное распределение температуры по оси модели камеры сгорания: Координата x представлена в метрах, температура – в Кельвинах.

Аналогично были выполнены расчёты по этой программе для определения распределения температуры в камере сгорания при других значениях коэффициента окислителя (перегретого водяного пара).

На рисунке 5 показано интегральное распределение температуры по оси модели камеры сгорания для различных значений избытка окислителя α : $T(x)$ при $\alpha=1,0$; $T1(x)$ при $\alpha=2,0$; $T2(x)$ при $\alpha=3,0$.

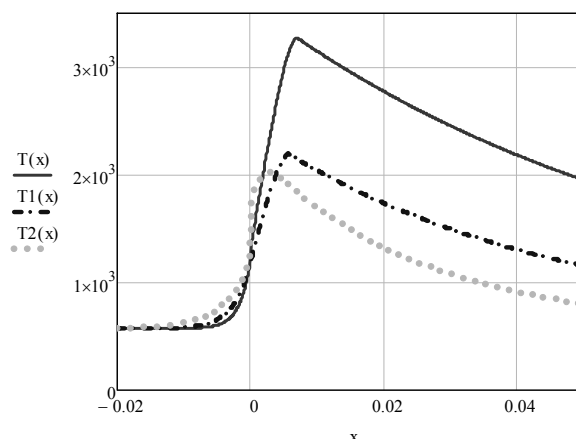


Рисунок 5 – Осевое распределение температуры в модели камеры сгорания при различных значениях α

Очевидно снижение максимальной температуры и сокращение длины зоны горения ЭАВ в потоке перегретого водяного пара при увеличении коэффициента избытка окислителя в камере сгорания. Результаты будут использованы при дальнейшем совершенствовании форкамеры сгорания водородного реактора.

Разработанная программа дала возможность рассчитать распределение температуры в цилиндрической камере сгорания, работающей на энергоаккумулирующих веществах. Максимальная расчётная температура горения порошкообразного ЭАВ (алюминий АСД-1) составила 3263К, что примерно отвечает известной теоретической адиабатной температуре для горения алюминиевого порошка в среде перегретого водяного пара [3].

Полученное распределение температуры даст возможность организовать требуемое внешнее охлаждение камеры сгорания.

Литература

1. Варшавский И.Л. Энергоаккумулирующие вещества и их использование. – Киев: Наук. думка, 1980. – 240 с.
2. Кузнецов В.В., Кустарев Ю.С. Энергоаккумулирующие вещества как топливо для АГТД. / Автомобильная промышленность, 2000, №. 5. – С. 34.
3. Кустарев Ю.С., Кузнецов В.В., Родькин К.П. Газопламенное нанесение покрытий с использованием энергоаккумулирующих веществ. / Автомобильная промышленность, 2001, № 8. – С. 20-21.
4. Кустарев Ю.С., Кузнецов В.В. и др. Применение энергоаккумулирующих веществ в качестве альтернативного топлива для газотурбинных установок / Известия МГТУ «МАМИ» № 1(5), 2008. – С. 62-66.
5. Кустарев Ю.С., Кузнецов В.В. Энергоаккумулирующие вещества как альтернативное топливо для ГТД. / Известия МГТУ «МАМИ» № 1(9), 2010. – С. 22-25.
6. Вильямс Ф.А. Теория горения. Пер с англ. – М.: Наука, 1971. – 616 с.
7. Авдеев К.А., Фролов Ф.С., Фролов С.М. Окисление мелкодисперсных частиц алюминия в среде перегретого водяного пара // Горение и взрыв, Вып.3, 2010. – С. 110-117.
8. Кузнецов В.В. и др. Разработка системы питания энергоустановки на базе ГТД, работающей на энергоаккумулирующих веществах / Материалы 77-й Международной научно-технической конференции ААИ «Автомобиле- и тракторостроение в России: Приоритеты развития и подготовка кадров», М. МГТУ «МАМИ», 27-28 марта 2012. – С. 142-146.

Микротурбина с эффективным КПД более 43%

к.т.н. доц. Костюков А.В.
Университет машиностроения
kostukov123@yandex.ru

Аннотация. Приводятся результаты математического моделирования теплодеформированного состояния керамического каркаса роторного теплообменника многоцелевого газотурбинного двигателя мощностью 300 кВт. Получен вывод о том, что выполнение каркаса теплообменника из графитокарбидокремниевой керамики обеспечит возможность проектирования роторного теплообменника со сверхвысокой степенью регенерации (95-97%) без увеличения величины утечек воздуха через уплотнения теплообменника.

Ключевые слова: роторный теплообменник, степень регенерации, тепловые деформации каркаса.

В настоящее время большая часть субъектов РФ – 52 из 80 (или 65%) являются дефицитными по электроэнергии, из них значительная часть – 35 субъектов (44%) с дефицитом более трети региональной потребности в электроэнергии. В то же время рост спроса на энергоносители со стороны потребителей относительно небольшой мощности говорит о наличии огромного рынка потребителей микротурбинных энергетических установок, обеспечивающих меньшую стоимость производимой электроэнергии по сравнению с поршневыми аналогами (за счет практически полного отсутствия технического обслуживания, большого ресурса и применения дешевого топлива). По оценкам, сделанным ИНЭИ РАН, ИСЭМ СО РАН и др., ожидается, что в ближайшие годы на рынке микротурбин произойдут существенные изменения в сторону увеличения. Продажа микротурбин оценивается величиной около 42 млн. USD ежегодно.

Значительные перспективы имеются и для применения микротурбин на транспорте. Связано это с перспективами развития рынка автомобилей с гибридными силовыми установками. Так, по результатам исследования японской аналитической компании Yano Research Institute, ожидается 16-кратный рост рынка гибридных автомобилей в течение десяти лет – с 0,32 млн. ед. в 2005 г. до 5,37 млн. в 2015 г.

Несмотря на огромный спрос, в России энергоустановки на базе регенеративных микротурбин не производятся. Импортные энергоустановки на базе микротурбин имеют очень высокую стоимость (что в значительной степени связано с монополией нескольких ведущих фирм-производителей, таких как Capstone Turbine Corp. и др.) и меньший электрический КПД (до 34%) по сравнению с энергоустановками на базе дизельных и газовых двигателей (до 40%).

Увеличение электрической эффективности энергоустановок с микротурбинами до 43-50% можно получить за счет роста максимальной температуры газа и применения теплообменника со сверхвысокой степенью регенерации (95-97%). Первое направление возможно за счет применения в малоразмерных газотурбинных двигателях (ГТД) высокотемпературной керамики, и поэтому может рассматриваться только в качестве перспективы, а второе вполне реально для настоящего времени, причем с опорой на отечественную разработку компактного роторного теплообменника. Теплообменник прошел многочасовые испытания на стенде и в составе малоразмерных транспортных микротурбин мощностью 150 и 300 кВт, разработанных на Горьковском автомобильном заводе (ГАЗ) при активном участии Университета машиностроения (МАМИ) [1]. Полученная эффективность теплообменника составила 86%. Увеличение степени регенерации роторного теплообменника до 95% приведет, как показали расчетные оценки, почти к двукратному увеличению его размеров и массы, что вследствие высокой компактности теплообменника не приведет к недопустимому ухудшению габаритно-массовых показателей газотурбинного двигателя. Вместе с тем увеличение размеров теплообменника приведет к увеличению длины уплотнений и потенциально к росту утечек воздуха высокого давления и, соответственно, к меньшему увеличению КПД газотурбинного

двигателя от подъема степени регенерации.

В роторном теплообменнике МАМИ-ГАЗ уплотнения работают по плоским поверхностям дисков его каркаса (рисунок 1) [2]. В процессе работы каркас в связи с наличием температурной неравномерности деформируется. Величина этих деформаций по сути и определяет эффективность работы уплотнений. Почти двукратное снижение деформаций каркаса обеспечивает его охлаждение, предложенное и исследованное в работах [3, 4, 5].

Весьма интересным представляется рассмотреть возможность снижения деформаций за счет выполнения каркаса не из стали, а из графитокарбидокремниевой керамики (силицированный графит) с низким коэффициентом теплового расширения $(3.9...4.6) \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1}$. Помимо снижения тепловых деформаций силицированный графит, имеющий по сравнению со сталью почти в два раза большую теплопроводность, обеспечит более эффективное охлаждение каркаса, производимое для работоспособности уплотнительных элементов из термостойкого графита.

Для выполнения поставленной задачи было проведено математическое моделирование теплodeформированного состояния каркаса из силицированного графита и для сравнения из стали 20.

В качестве объекта исследования взят каркас роторного теплообменника транспортной микротурбины мощностью 300 кВт (рисунок 1).

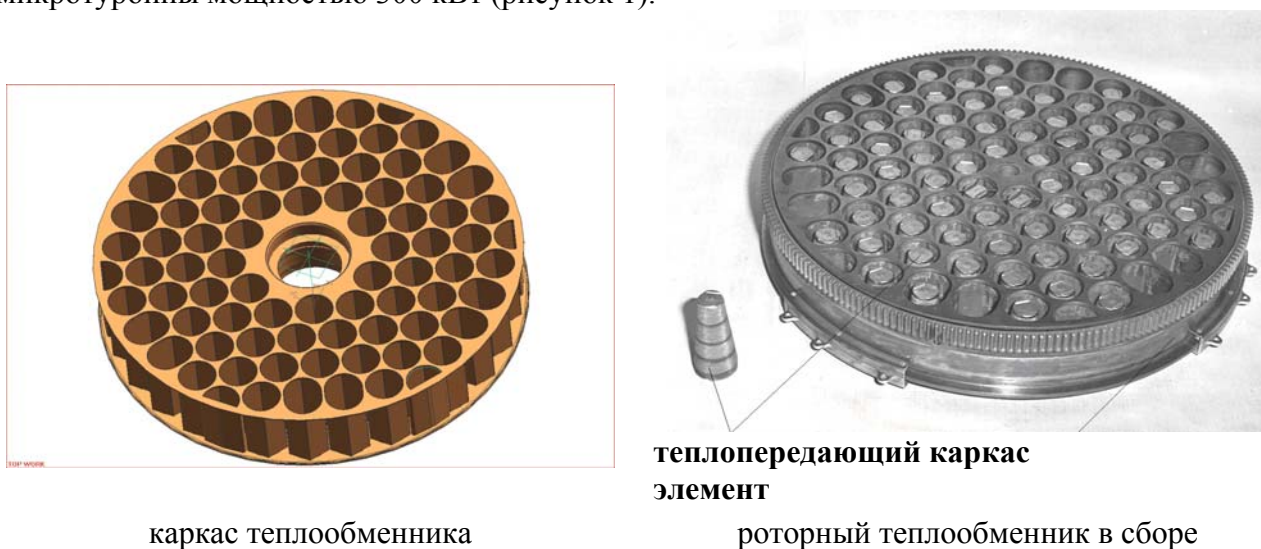


Рисунок 1 – Роторный теплообменник МАМИ-ГАЗ и его каркас

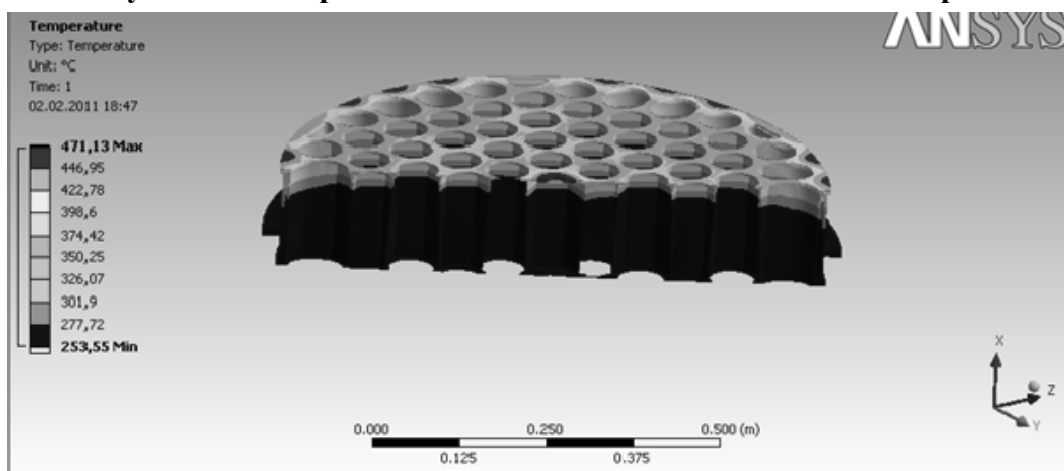


Рисунок 2 – Температурное поле охлаждаемого стального (сталь 20) каркаса теплообменника ГТД мощностью 300 кВт

Коэффициенты теплоотдачи и температуры теплоносителей брались из результатов математического моделирования теплогидравлических процессов в теплообменнике [5].

Исходные данные:

- температура газа на входе в теплообменник 915К;
- температура воздуха на входе в теплообменник 497К;
- материал каркаса силицированный графит и сталь 20.

Результаты выполненного математического моделирования приведены на рисунках 2-5.

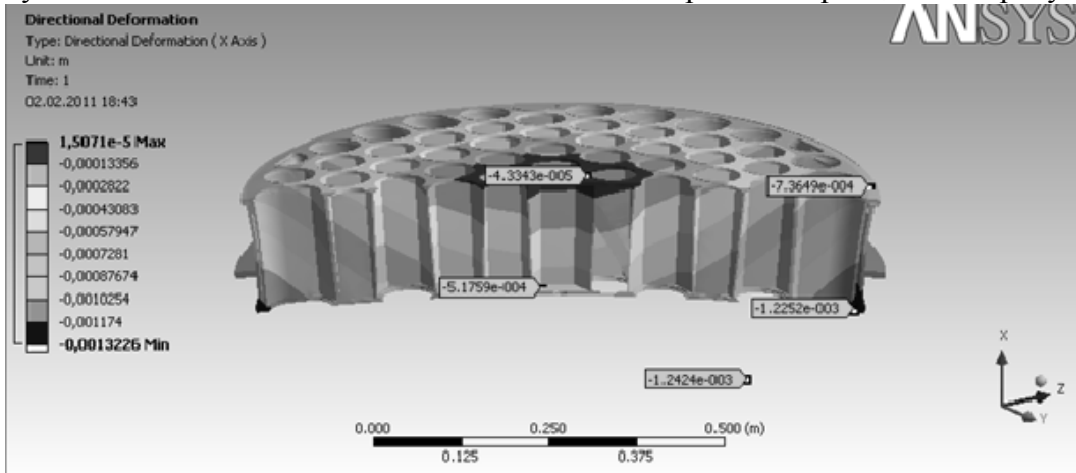


Рисунок 3 – Тепловые деформации охлаждаемого стального (сталь 20) каркаса теплообменника ГТД мощностью 300 кВт по оси X

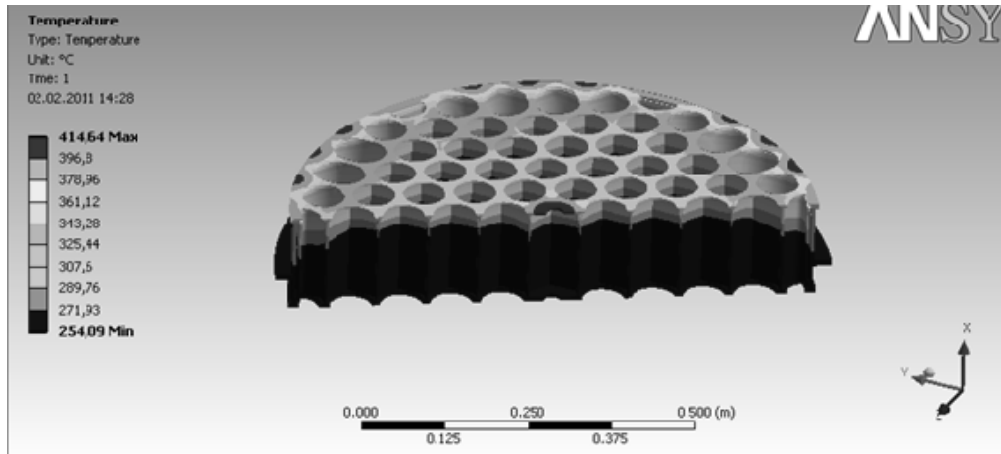


Рисунок 4 – Температурное поле охлаждаемого керамического каркаса теплообменника ГТД мощностью 300кВт

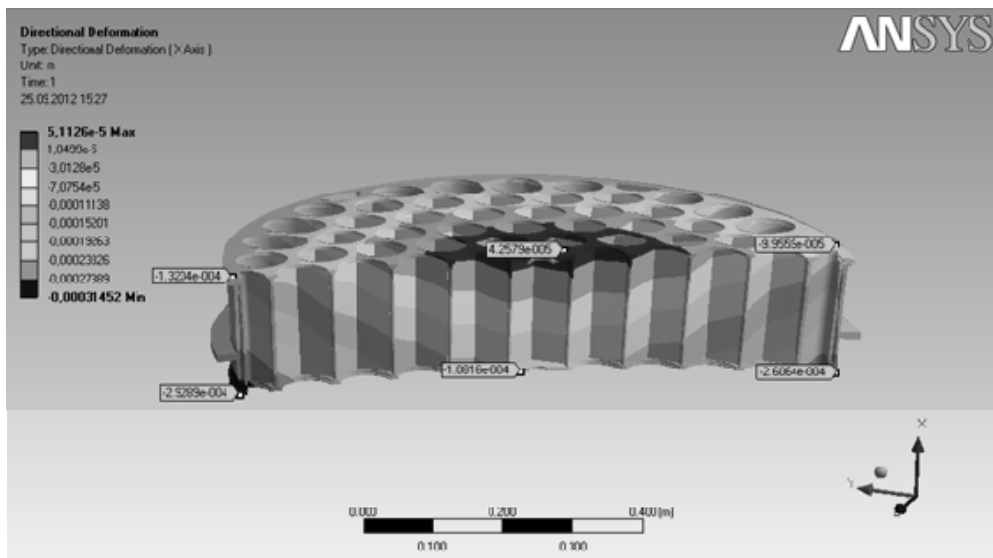


Рисунок 5 – Тепловые деформации охлаждаемого керамического каркаса теплообменника ГТД мощностью 300 по оси X

Как видно из рисунков, выполнение каркаса из силицированного графита приводит к снижению деформаций поверхностей дисков каркаса (с которыми контактируют уплотнения) в направлении оси вращения (на рисунках ось x) теплообменника до значения 0.14 мм (деформация дисков каркаса выполненного из стали 20 – 0.64 мм). Причем связано это не только с меньшим коэффициентом теплового расширения, но и с существенно большей теплопроводностью карбидокремниевой керамики по сравнению с металлом (сталь 20).

Действительно, максимальная температура керамического каркаса почти на 60 градусов меньше температуры стального каркаса (рисунки 2 и 4).

Таким образом, применение графитокремниевой керамики позволит почти в четыре раза снизить деформации каркаса и, как следствие, значительно повысить эффективность работы уплотнений теплообменника, что обеспечит возможность повышения эффективности теплообменника до 95% без увеличения утечек воздуха высокого давления.

Литература

1. Костюков А.В., Кустарев Ю.С., Елисеев С.Ю. Транспортные газотурбинные двигатели. Общероссийский н/т журнал «Полёт». № 5, 2003 г. с. 32-35.
2. Костюков А.В., Кустарев Ю.С. и др. Исследование роторного теплообменника малоразмерного регенеративного газотурбинного двигателя. Общероссийский н/т журнал «Полёт», № 1, 2005г., с. 38-42.
3. Распределение температур и деформаций в каркасе дискового теплообменника при нестационарных условиях. Инженерно-физический журнал ANSYS SOLUTION. Русская версия. № 1(1), 2005.
4. Костюков А.В., Елисеев С.Ю. и др. Способ охлаждения каркаса вращающегося дискового теплообменника и устройство для его осуществления. Патент на изобретение №2296930, 2007 г.
5. Костюков А.В., Кустарев Ю.С. и др. Исследование системы охлаждения каркаса роторного теплообменника. Известия МГТУ «МАМИ», № 2(4), 2007 г.

Сравнительная оценка вибродемпфирующих характеристик материалов для модификации масляного поддона и клапанных крышек двигателя

Круглов К.М., к.т.н. проф. Щербаков В.И.
Университет машиностроения
+7-495-223-05-23 доб. 1357, shar2k@list.ru

Аннотация. В статье приведены результаты экспериментов по виброотклику пластин из пяти различных материалов с варьированием геометрических размеров и видов закрепления. Наряду с традиционными материалами рассмотрены перспективные композиционные материалы. Основное внимание авторы уделили изменению частотного спектра колебаний пластин и коэффициенту затухания колебаний. Приведены сравнительные диаграммы коэффициентов затухания колебаний. Сделаны выводы и рекомендации.

Ключевые слова: *вибрационные свойства, вибропоглощающие материалы, виброзащита, коэффициент затухания колебаний, базальтопластик, снижение вибраций и шума двигателя.*

В последнее время в области машиностроения все больше возрастают экологические и санитарные требования. В частности, это касается требований по уровню шума автомобиля, прописанных в нормах ЕЭК ООН №51-02.

В автомобиле множество источников шума, но основным является его двигатель. Излучение звука вследствие вибрации наружных поверхностей корпусных деталей является одним из основных источников шума двигателя. Корпусные детали двигателя, а именно, масляный поддон, клапанные крышки и передняя крышка представляют собой тонкостенные пластинки и оболочки. Каждая корпусная деталь двигателя вносит вклад в образование структурного шума пропорционально площади своей поверхности. На рисунке 1 показана

диаграмма вклада различных поверхностей бензинового двигателя в образование структурного шума [3, 5].

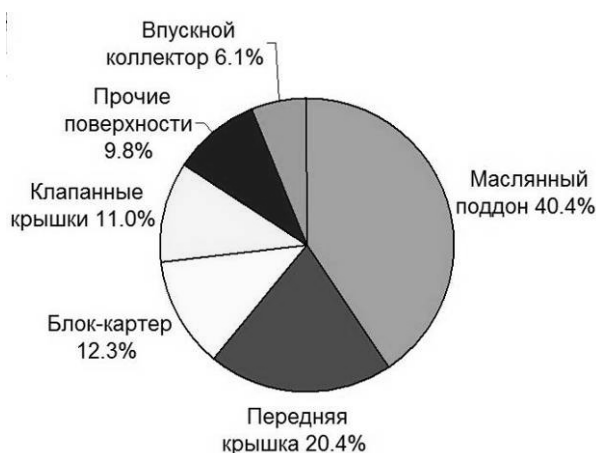


Рисунок 1 - Вклад поверхностей бензинового двигателя в образование структурного шума

Поставлена задача уменьшения шума двигателя за счет изменения конструкции его корпусных деталей. Для решения этой задачи Московским государственным техническим университетом «МАМИ» совместно с АМО «ЗИЛ» проведена серия экспериментов по выявлению влияния свойств материала на вибрационные свойства образцов в виде пластин. Испытания проводились для трех типов закрепления пластин: шарнирное закрепление по периметру, шарнирное закрепление по двум противоположным краям и жесткое защемление по двум противоположным краям. Исследовались пластины трех различных размеров, но с одинаковым соотношением сторон 3:2 (675x450 мм, 450x300 мм и 300x200 мм). Образцы были изготовлены из следующих материалов: сталь 08 толщиной 1 мм (серийный материал), сэндвич панель (сталь-клей-сталь) толщиной 1,2 мм, сталь 08 по ГОСТ 1050-88 толщиной 1 мм с вибропоглощающим покрытием Виброфол 0,30, сталь 08 толщиной 1 мм с вибропоглощающим покрытием СКЛГ-6020М и базальтопластик толщиной 3,4 мм.

Все испытания проводились в соответствии с разработанной на АМО «ЗИЛ» программой-методикой вибрационных испытаний деталей автомобилей, изготовленных из новых перспективных материалов. В соответствии с этой методикой было спроектировано и изготовлено приспособление (рисунки 2, 3), позволяющее моделировать шарнирное и жесткое закрепления краев испытуемых образцов.

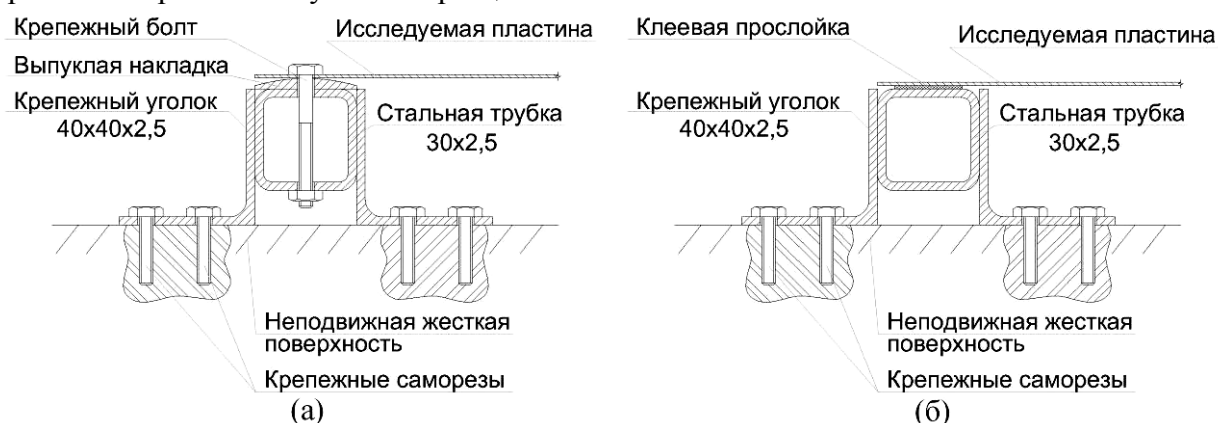


Рисунок 2 - Схемы приспособлений для закрепления краев образцов: а – шарнирного опирания; б – жесткого защемления

Моделирование шарнирного закрепления осуществлялось болтами и специальными выпуклыми накладками. Жесткое защемление – клеевыми соединениями. Возбуждение системы производилось ударным импульсом с помощью специального молотка. В ходе эксперимента фиксировали график затухания ускорения свободных колебаний испытуемых пластин и получали частотный спектр этих колебаний. Регистрация величины ударного импуль-

са, виброотклика и частотного спектра проводилась частотным двухканальным анализатором CF-920 компании Ono Sokki. В качестве акселерометра применялся датчик 4343 компании Брюль и Кьер. Ударный импульс измерялся пьезоэлектрическим датчиком силы 8200 компании Брюль и Кьер. Для каждого образца испытания проводились по четыре раза. За результаты экспериментов принимались средние арифметические значения, найденные из всех четырех испытаний.

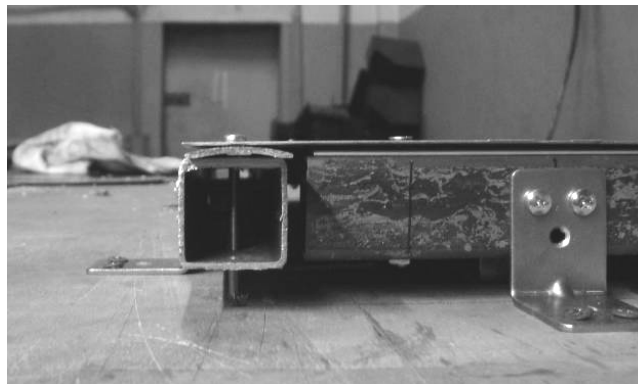


Рисунок 3 - Приспособление для моделирования шарнирного закрепления

В качестве примера на рисунке 4 представлены законы изменения во времени виброускорения затухающих колебаний пластин с размерами 450x300 мм листовой стали 08 (а), базальтопластика (б) и панели с покрытием Виброфол 0,30 (в) для случая шарнирного опирания по всему контуру. Видно, что время, за которое образцы возвращаются в первоначальное состояние равновесия, у панели из серийного материала (стали) наибольшее, для базальтопластика существенно меньшее и для панели с покрытием Виброфол 0,30 минимальное. Темп затухания колебаний, а следовательно, вибродемпфирование базальтопластиковых образцов и панелей с покрытием Виброфол 0,30 в несколько раз больше, чем для панелей из базового материала.

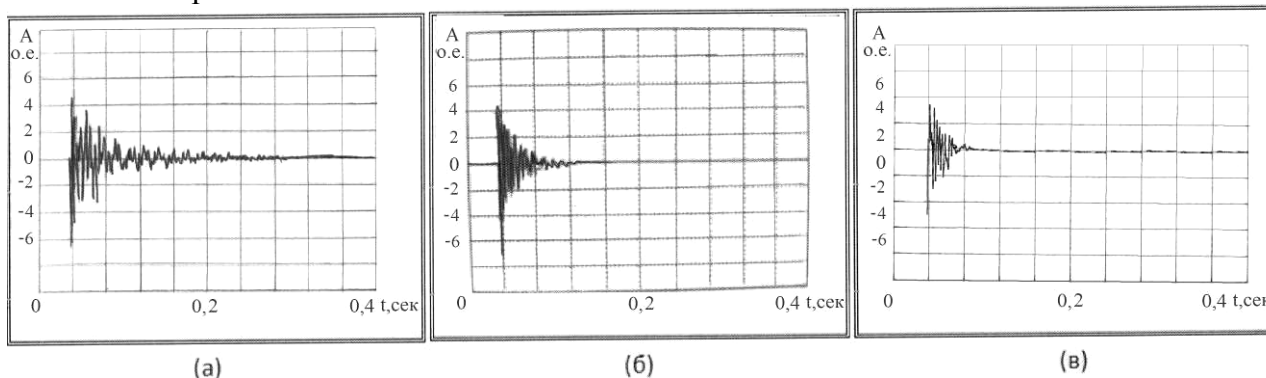


Рисунок 4 - Графики зависимости виброускорения в относительных единицах (о.е.) от времени t свободных затухающих колебаний пластин размерами 450x300 мм, шарнирно закрепленных по контуру: а – лист стали 08; б – базальтопластик; в – панель с покрытием Виброфол 0,30

Частотные спектры виброускорения свободных затухающих колебаний этих же пластин представлены на рисунке 5. Их анализ показывает, что спектр серийного материала (а) широкополосный с резкими пиками во всем диапазоне частот и особенно в полосе от 500 до 1500 Гц, которая оказывает наибольшее влияние на вибрации и шум машин. Спектр колебаний панели из базальтопластика (б) имеет более плавные пики и большую тенденцию к понижению с ростом частот. То же отмечается и для спектра панели с покрытием Виброфол 0,30 (в). Последний материал имеет сравнительно лучшую спектральную характеристику с точки зрения вибродемпфирования. Отмеченные качественные соотношения между характеристиками для пластин из этих материалов сохраняются при всех видах закрепления.

Рассмотрим количественные оценки вибродемпфирующих характеристик экспериментально исследованных панелей.

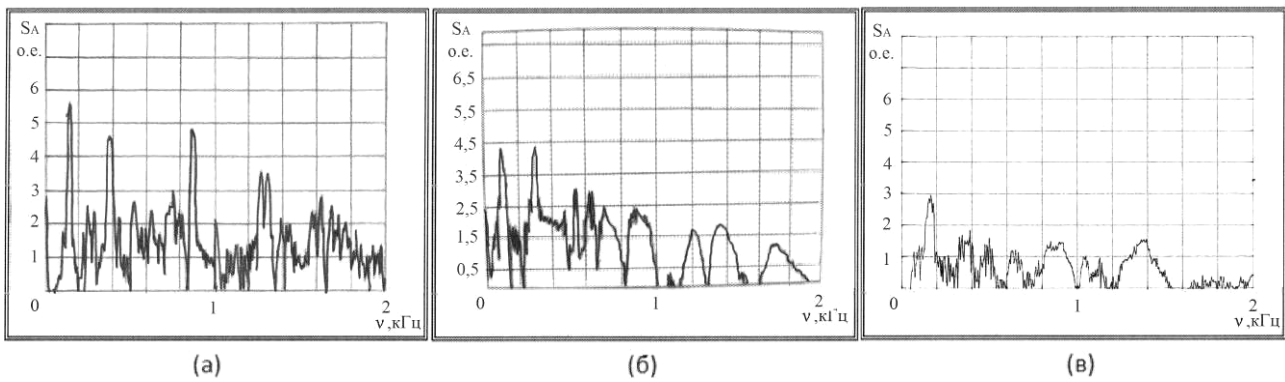


Рисунок 5 - Частотные спектры виброускорения в относительных единицах (о.е.) свободных затухающих колебаний пластин размерами 450x300 мм, шарнирно закрепленных по контуру: а – лист стали 08; б – базальтопластик; в – панель с покрытием Виброфол 0,30

Свободные колебания пластины после приложения ударного импульса описываются следующим выражением [1, 2]:

$$Z(x, y, t) = \sum_{i=1}^{\infty} A_i \cdot f_i(x; y) \cdot e^{-\alpha_i t} \cdot \cos(\omega_i \cdot t + \beta_i), \quad (1)$$

где: $Z(x, y, t)$ – функция прогибов пластины;

A_i – начальная амплитуда i -ой формы колебаний;

$f_i(x; y)$ – i -ая собственная форма колебаний;

$x; y$ – координаты в системе координат, расположенной в срединной плоскости пластины;

α_i – коэффициент затухания i -ой формы колебаний;

ω_i, β_i – собственная частота и начальная фаза i -ой формы колебаний.

Продифференцировав (1) по времени t первый раз, получим скорость, а второй раз – ускорение. Из этих выражений найдем амплитудные значения перемещения A_z , скорости $A_{z'}$, и ускорения $A_{z''}$ для i -ой формы колебаний в момент времени t_k :

$$\begin{aligned} A_z(t_k) &= A_i \cdot f_i(x; y) \cdot e^{-\alpha_i t_k}; \\ A_{z'}(t_k) &= A_i \cdot f_i(x; y) \cdot \sqrt{\alpha_i^2 + \omega_i^2} \cdot e^{-\alpha_i t_k}; \\ A_{z''}(t_k) &= A_i \cdot f_i(x; y) \cdot (\alpha_i^2 + \omega_i^2) \cdot e^{-\alpha_i t_k}. \end{aligned}$$

Тогда для логарифмического декремента колебаний δ_i i -ой формы колебаний можем записать:

$$\delta_i = \ln \frac{A_z(t_k)}{A_z(t_k + T_i)} = \ln \frac{A_{z'}(t_k)}{A_{z'}(t_k + T_i)} = \ln \frac{A_{z''}(t_k)}{A_{z''}(t_k + T_i)} = \alpha_i \cdot T_i = \alpha_i \cdot \frac{2 \cdot \pi}{\omega_i},$$

где: $T_i = \frac{2 \cdot \pi}{\omega_i}$ – период колебаний по i -ой форме.

Отсюда следует, что декремент колебаний может быть найден по любой из зависимостей, определяющих закон перемещений, скоростей или ускорений. На практике наиболее просто получить характеристики ускорений, так как пьезодатчики непосредственно регистрируют ускорения. И в этом случае можно обойтись без дополнительных интегрирующих элементов в цепи регистрации и анализа экспериментальных данных.

Однако ввиду сложности структуры системы, теоретическое и экспериментальное определение значений декремента колебаний и частот собственных колебаний связано с принципиальными сложностями. Вместе с тем для решения поставленных задач достаточно провести сравнительную количественную оценку демпфирующих свойств исследуемых пла-

стин. Это можно сделать по эффективному коэффициенту затухания α – показателю экспоненциальной зависимости, аппроксимирующей максимумы выходного процесса $Z(t)$ колебаний пластины. Для этого следует рассмотреть экстремумы верхней части процесса, которые для иллюстрирующего примера показаны в виде точек на графике в координатах Z, t (рисунок 6).

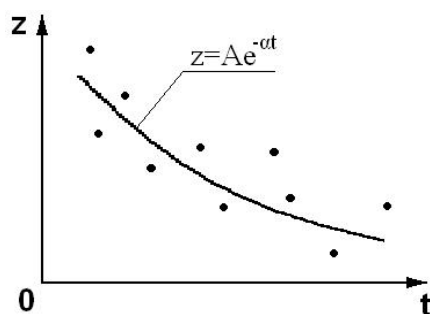


Рисунок 6 - Экстремумы процесса и аппроксимирующая зависимость в исходных координатах Z, t

Аппроксимирующая зависимость в исходных координатах Z, t подбирается в виде:

$$Z = A \cdot e^{-\alpha \cdot t}, \quad (2)$$

где: A и α – неизвестные амплитуда и коэффициент затухания.

Для отыскания параметров A и α удобно перейти к логарифмической координате по оси Z . Прологарифмировав правую и левую части уравнения (2), получим:

$$\xi = a - \alpha \cdot t, \quad (3)$$

где: $\xi = \ln Z$; $a = \ln A$.

В координатах ξ, t подбираемая зависимость стала линейной (рисунок 7).

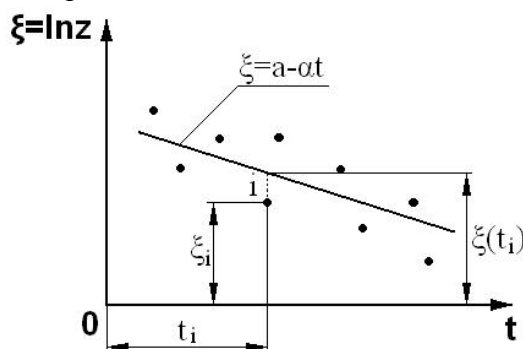


Рисунок 7 - Экстремумы процесса и аппроксимирующая зависимость в логарифмической координате ξ и времени t

В соответствии с методом наименьших квадратов составим сумму квадратов отклонений значений аппроксимирующей функции $\xi(t_i)$ и дискретных значений максимумов ξ_i процесса:

$$S = \sum_{i=1}^k (\xi(t_i) - \xi_i)^2 = \sum_{i=1}^k (a - \alpha \cdot t_i - \xi_i)^2, \quad (4)$$

где: S – сумма квадратов отклонений;

k – общее число рассматриваемых экстремумов процесса.

После исследования S на экстремум по варьируемым параметрам a и α получим следующую формулу для определения значений эффективного коэффициента затухания:

$$\alpha = \frac{k \cdot \sum_{i=1}^k \xi_i \cdot t_i - \sum_{i=1}^k t_i \cdot \sum_{i=1}^k \xi_i}{\left(\sum_{i=1}^k t_i \right)^2 - k \cdot \sum_{i=1}^k t_i^2}; \quad (5)$$

В качестве дополнительной характеристики демпфирующих свойств системы можно использовать условное время затухания $t_{затух}$ – это время, в течение которого амплитуда аппроксимирующей кривой A уменьшится, например, в сто раз. Заменяв в уравнении (2) Z на $A \cdot 10^{-2}$ и время t на $t_{затух}$, найдем:

$$t_{затух} = \frac{4.606}{\alpha} \quad (6)$$

Результаты расчетов коэффициента затухания α по формуле (5) и времени затухания $t_{затух}$ – (6) показаны в графической форме на рисунке 8.

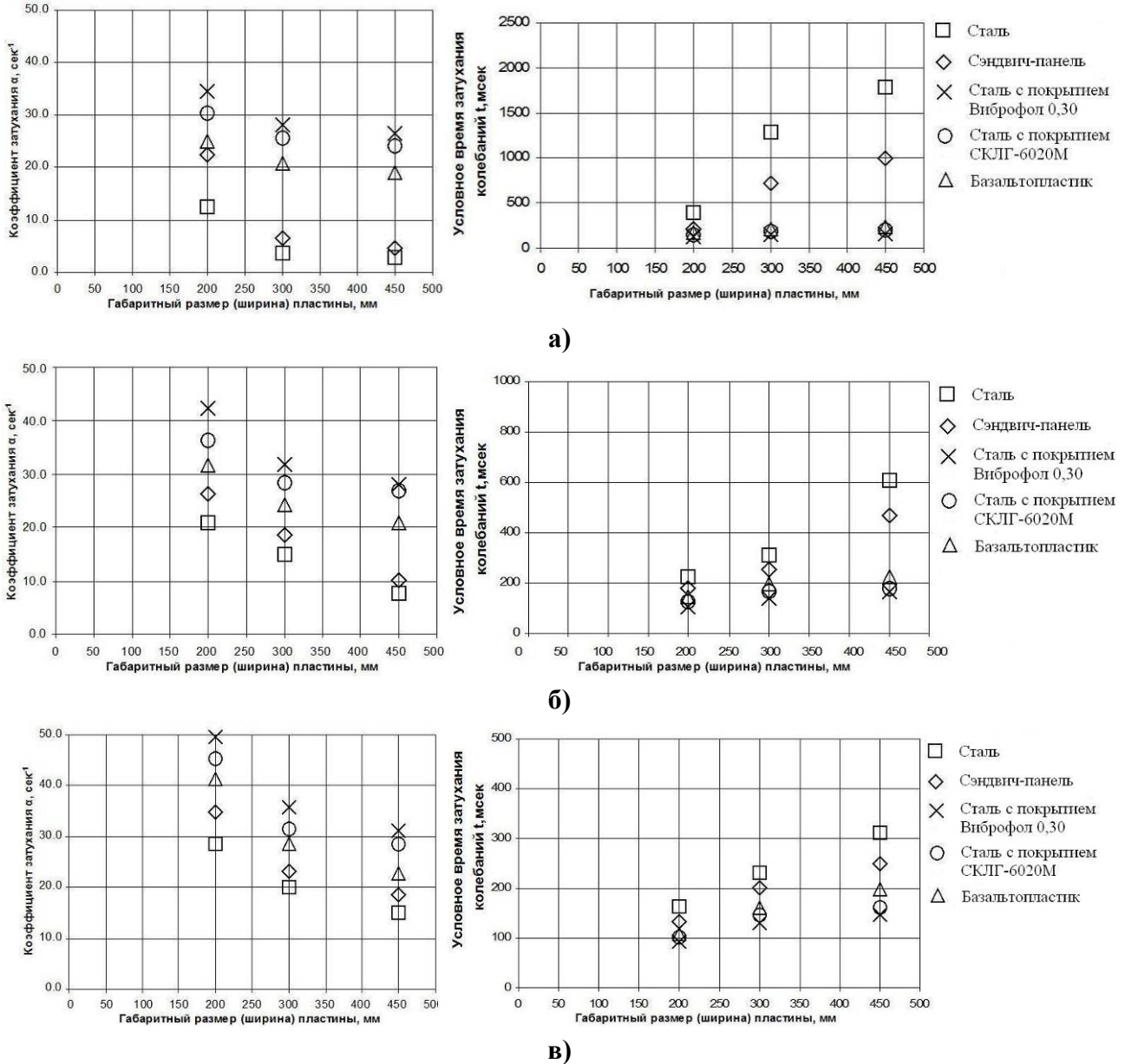


Рисунок 8 - Зависимость коэффициента затухания α и условного времени затухания $t_{затух}$ колебаний от материала пластины и вида закрепления: а – шарнирно опертой по двум краям; б – шарнирно опертой по контуру; в - жестко защемленной по двум краям

Из представленных графиков видно, что наилучшими вибродемпфирующими свойствами обладают панели из базальтопластика и с покрытием Виброфол 0,30. Так, значения коэффициента затухания α для случая шарнирного закрепления по всему контуру панелей размерами 450x300 мм (см. рисунок 8, б) составили следующие величины: 31 для покрытия Виброфол 0,3; 28,5 - базальтопластика; 18,8 – сэндвич-панели; 14 - стали. А их отношения к значению α для базового материала (стали) равны 2,21, 2,03 и 1,4 соответственно для по-

крытия Виброфол 0,30, базальтопластика и сэндвич-панели.

Сравнительную оценку изменения спектра собственных частот пластин из экспериментальных материалов по отношению к пластинам из серийного материала (стали) можно провести по теоретическим формулам и спектрам. Так, для пластины с шарнирно опертыми краями по всему контуру собственные частоты находятся по следующей формуле [1, 2]:

$$\omega_{m,n} = \pi^2 \cdot \left(\frac{m^2}{a^2} + \frac{n^2}{b^2} \right) \cdot \sqrt{\frac{D}{\rho \cdot h}}, \quad (7)$$

где: a, b - размеры сторон пластины;

h - толщина пластины;

$m = 1, 2, 3, \dots$;

$n = 1, 2, 3, \dots$;

ρ - плотность материала;

$D = \frac{E \cdot h^3}{12 \cdot (1 - \mu^2)}$ - цилиндрическая жесткость;

E - модуль упругости материала пластины;

μ - коэффициент Пуассона материала пластины.

Для других вариантов закрепления пластины формулы, определяющие собственные частоты, отличаются от формулы (7) лишь коэффициентом перед радикалом, причем эти коэффициенты зависят только от геометрических размеров пластины и параметров m и n . Следовательно, сравнительную оценку изменения собственных частот для образцов из различных материалов, но при одинаковых размерах и условиях закрепления будем проводить по выражению, стоящему под радикалом, т.е.:

$$\sqrt{\frac{E \cdot h^2}{\rho \cdot (1 - \mu^2)}}. \quad (8)$$

Числовые расчеты по формуле (8) дают следующие результаты:

- для пластин из листа стали 08 толщиной $h = 1$ мм, $E = 2 \cdot 10^5$ МПа, $\mu = 0,24$, $\rho = 7,85 \cdot 10^3$ кг/м³ $\omega_{ст}^* = \sqrt{\frac{2 \cdot 10^{11} \cdot 1^2 \cdot 10^{-6}}{7,85 \cdot 10^3 \cdot (1 - 0,24^2)}} = 5,20 \frac{м^2}{с}$;
- для пластин из сэндвич-панелей толщиной $h = 1,2$ мм, $E = 1,76 \cdot 10^5$ МПа, $\mu = 0,24$, $\rho = 6,75 \cdot 10^3$ кг/м³ $\omega_{с-пан}^* = \sqrt{\frac{1,75 \cdot 10^{11} \cdot 1,2^2 \cdot 10^{-6}}{6,75 \cdot 10^3 \cdot (1 - 0,24^2)}} = 6,31 \frac{м^2}{с}$;
- для пластин из базальтопластика $h = 3,4$ мм, $E = 1,7 \cdot 10^4$ МПа, $\mu = 0,28$, $\rho = 1,60 \cdot 10^3$ кг/м³ $\omega_{бп}^* = \sqrt{\frac{1,7 \cdot 10^{10} \cdot 3,4^2 \cdot 10^{-6}}{1,6 \cdot 10^3 \cdot (1 - 0,28^2)}} = 11,54 \frac{м^2}{с}$;
- для пластин с покрытием Виброфол 0,30 $h = 1$ мм, $E = 2 \cdot 10^5$ МПа, $\mu = 0,24$, $\rho = 8,05 \cdot 10^3$ кг/м³ $\omega_{ст}^* = \sqrt{\frac{2 \cdot 10^{11} \cdot 1^2 \cdot 10^{-6}}{8,05 \cdot 10^3 \cdot (1 - 0,24^2)}} = 5,15 \frac{м^2}{с}$.

Полученные результаты позволяют заключить, что спектр собственных частот пластин с покрытием Виброфол 0,30 почти не изменился по отношению к спектру пластин из серийной листовой стали 08. В то время как частоты собственных колебаний из базальтопластика

повысились в $\frac{11.54}{5.20} = 2.22$ раза, что должно благоприятно сказаться на снижении структурного шума. Частично эти материалы исследовались в работах [6, 7, 8].

Выводы:

Все рассмотренные альтернативные материалы имеют более высокие вибропоглощающие свойства по сравнению с серийным материалом - листовой сталью 08 толщиной 1 мм.

Наилучшими виброизолирующими свойствами обладают панели с нанесенными специализированными вибропоглощающими алюминиево-битумно-полимерными покрытиями (Виброфол 0,30). Примерно на 5-10% коэффициент условного затухания ниже у композиционных материалов, таких как базальтопластик и стеклопластик.

Для базальтопластика и стального листа с вибропоглощающими покрытиями частотные спектры колебаний смещаются в область высоких частот и имеют заметно меньшие амплитудные значения, что положительно сказывается на виброзащитных свойствах.

Рекомендации

Новые материалы – базальтопластик и материалы с вибропоглощающими покрытиями значительно больше гасят вибрации по сравнению с листовой сталью 08. С учетом специфики условий работы двигателя автомобиля базальтопластик рекомендуется для деталей масляного поддона и клапанных крышек. Для панелей кабины и кузова автомобиля могут быть рекомендованы покрытия Виброфол 0,30. В дальнейшем планируются натурные испытания деталей из этих материалов на двигателе и автомобиле.

Литература

1. Бидерман В.Л. Теория механических колебаний [Текст] /В.Л. Бидерман. – М.: Высшая школа, 1980. – 408 с.
2. Гусев А.С. Теория колебаний в автомобиле- и тракторостроении: учебное пособие с грифом Минобрнауки [Текст] /А.С. Гусев, А.Л. Карунин, Н.А. Крамской, С.А. Стародубцева, В.И. Щербаков.- М.: МГТУ «МАМИ», 2007. – 336 с.
3. Руссинковский В.С. Разработка метода расчета вибрации и структурного шума корпусных деталей автомобильных дизелей: дис. ... канд. техн. наук. 05.04.02: защищена 09.06.2005 [Текст] /В.С. Руссинковский: МГТУ им. Н.Э. Баумана. – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2005. – 182 с.
4. Рандалл Р.Б. Частотный анализ, Брюль и Кьер. - Дания, Глоструп: К. Ларсен и сын, 1989 г., 389 с.
5. Яковенко А.Л. Разработка методики и инструментальных средств для прогнозирования структурного шума двигателя внутреннего сгорания: дис. ... канд. техн. наук. 05.04.02: защищена [Текст] /А.Л. Яковенко: МАДИ (ГТУ). – М.: МАДИ (ГТУ), 2009. – 144 с.
6. Варганов М.В. Расчет внутренних напряжений в клеевом шве [Текст] / М.В. Варганов, В.И. Щербаков, И.Н. Зинина //Сборка в машиностроении, приборостроении. – 2004, № 7. – С. 15 – 18.
7. Щербаков В.И. Сравнительная оценка вибродемпфирующих характеристик панелей, выполненных с применением клея [Текст] /В.И. Щербаков, К.М. Круглов, Д.В. Аксенов, Л.С. Шкурко // Сборка в машиностроении, приборостроении. – 2012, № 3. – С. 44 – 48.
8. Щербаков В.И. Экспериментальная оценка вибродемпфирующих характеристик пластин из различных материалов [Текст] /В.И. Щербаков, К.М. Круглов, Д.В. Аксенов, Л.С. Шкурко // Вестник машиностроения. – 2012, № 8. – С. 31 – 34.

Разработка математической модели энергопоглощающего кресла с использованием результатов копровых испытаний

к.ф.-м.н. Кулаков Н.А., Гаврилов Е.В.

Университет машиностроения

kulakov@mami.ru, (495)2230523 доб. 1507, andhover@mail.ru

Аннотация. В статье представлены результаты натурных копровых испытаний,

моделирующих подрыв на mine автобронетанковой техники. Испытания проводились для оценки эффективности противоминного энергопоглощающего кресла. В процессе испытаний проводились замеры динамических параметров в конструкции кресла и человека, который моделировался антропоморфными манекенами «Гибрид 2» и «Скиф». На основе результатов испытаний разработана математическая 3D модель противоминного кресла и представлен сравнительный анализ расчетных и экспериментальных данных.

Ключевые слова: *Натурные копровые испытания, противоминное энергопоглощающее кресло, математическая модель кресла.*

При подрыве на фугасном заряде автобронетанковой техники на экипаж действует довольно большие перегрузки. Эти перегрузки приводят к травмам экипажа. Для защиты от подобных травм было разработано противоминное энергопоглощающее кресло [1, 2].

Суть применения такого кресла состоит в том, чтобы снизить усилие в позвоночнике до допустимых значений, тем самым сохранив жизнь и здоровье экипажа. Противоминное кресло не крепится непосредственно к полу автомобиля, чтобы избежать дополнительных перегрузок за счет деформации пола, а подвешивается к его корпусу для того, чтобы уменьшить перегрузки путем использования демфирующей способности корпуса. Кресло вывешивается на специальные энергопоглощающие элементы, которые передают на кресло при статическом нагружении усилие не более 420 кг (2 элемента по 210 кг). Характеристика этих энергопоглощающих элементов, полученная на специальном стенде (рисунок 1), приведена на рисунке 2.

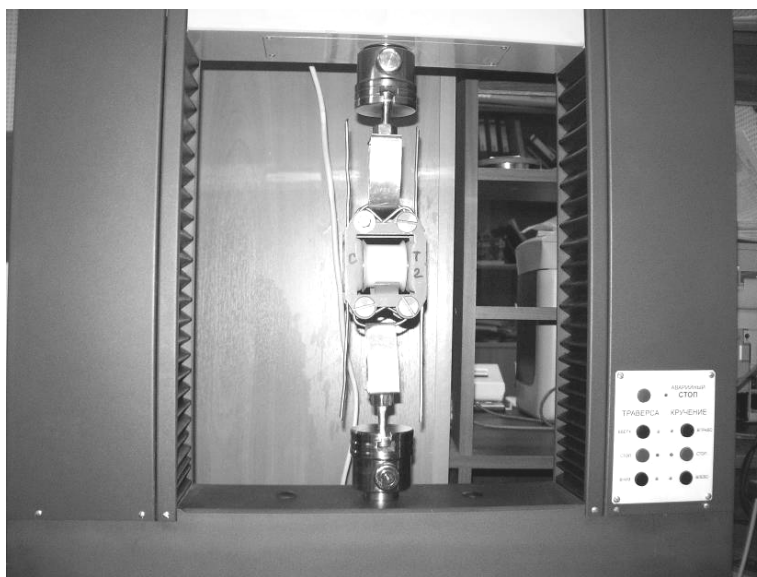


Рисунок 1 – Испытание энергопоглощающих элементов на стенде

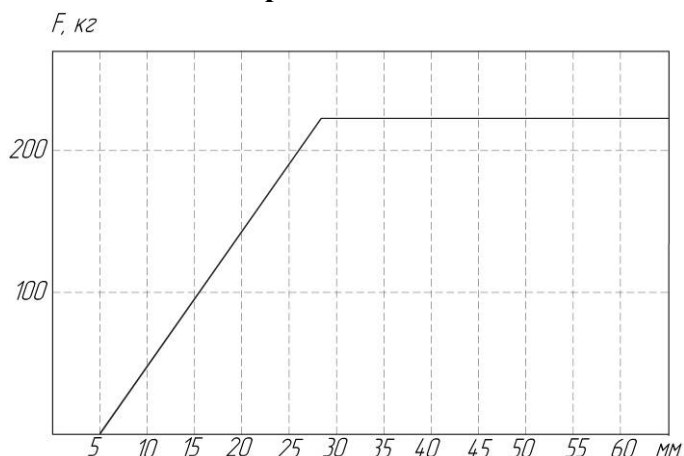


Рисунок 2 – Характеристика энергопоглощающих элементов

Кресло установлено на вертикальных тягах таким образом, что оно имеет возможность

перемещаться в вертикальной плоскости. Так как испытания кресла при подрыве трудоемкие и дорогостоящие, то подрыв имитируется сбрасыванием кресла. Для этого кресло крепится к конструкции, моделирующей корпус автомобиля (КМКА), а та в свою очередь – к копру.

Были проведены копровые испытания по сбрасыванию противоминного кресла (рисунок 3), и по их результатам была построена компьютерная модель кресла. Сбрасывание производилось с высоты 400 мм и 450 мм. В качестве манекена использовались антропоморфные манекены типа «Гибрид-2» и «Скиф». При сбрасывании замерялись перегрузки на платформе, кресле и манекене, а также усилия в позвоночнике.



Рисунок 3 – Манекен «Гибрид-2» на стенде перед сбрасыванием

Просадка кресла при сбросе с 400 мм – 97 мм, при сбросе с 450 мм- 93 мм (уменьшенное перемещение связано с тем, что энергопоглощающие элементы не перезаряжались и происходил небольшой удар сиденья об основание).

Полученные данные о перегрузках на копре и полученные в результате интегрирования графиков перегрузки изменения скорости были использованы для отладки математической модели манекен-кресло-копер. Математическая 3D модель копра, платформы, кресла, МЭЧа представлена на рисунке 4.

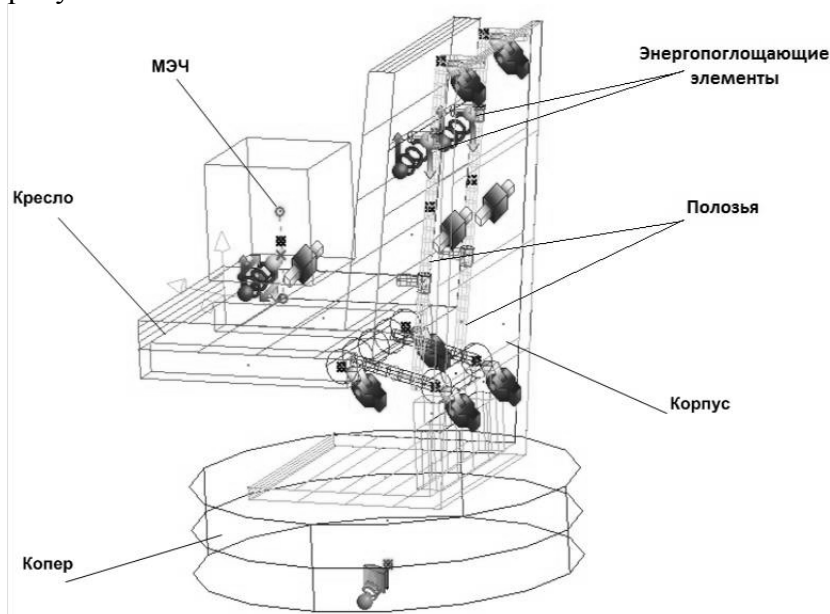


Рисунок 4 – Математическая 3D модель копра, платформы, кресла, МЭЧа

Силовое взаимодействие копер-пол моделировано упругим элементом и демпфированием. Кресло имеет возможность перемещения вдоль полозьев корпуса.

Энергопоглощающие элементы моделированы силовыми элементами сухим трением. По экспериментальным данным была найдена жесткость подушки сиденья, которая представляет собой функцию силы: $F = 414000000 \cdot X^3 + 10000 \cdot X$, где X – прогиб подушки.

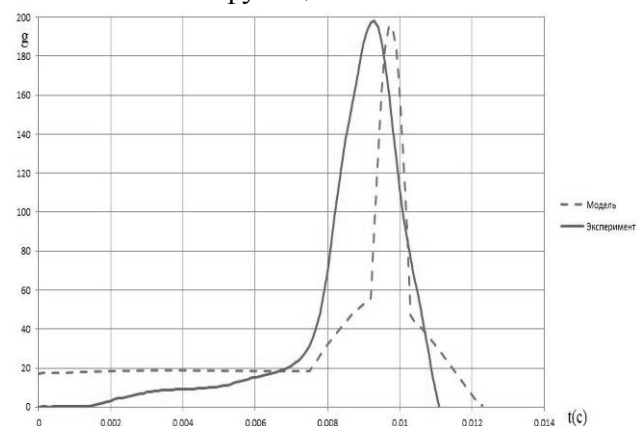


Рисунок 5 – Графики перегрузки на копре при сбросе с 400 мм

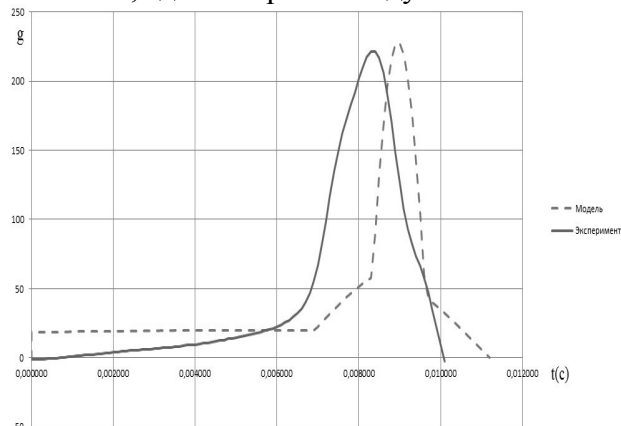


Рисунок 6 – Графики перегрузки на копре при сбросе с 450 мм

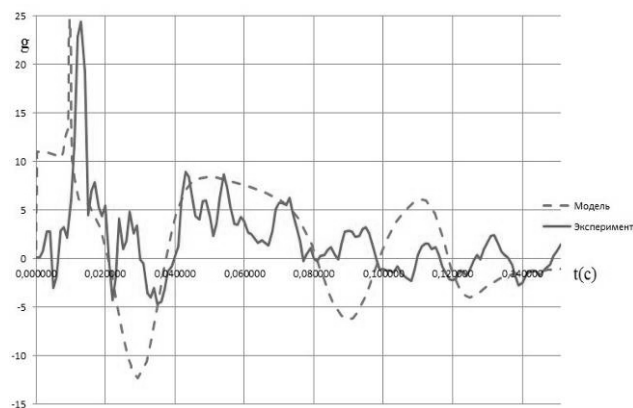


Рисунок 7 – Графики перегрузки на кресле при сбросе с 400 мм

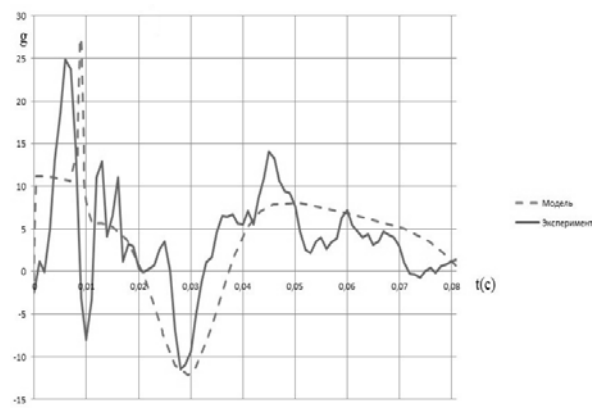


Рисунок 8 – Графики перегрузки на кресле при сбросе с 450 мм

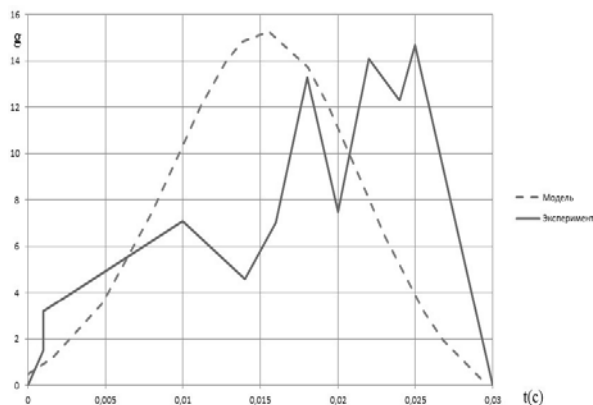


Рисунок 9 – Графики перегрузки на манекене (сплошная линия) и на МЭЧ (штриховая линия) при сбросе с 400 мм

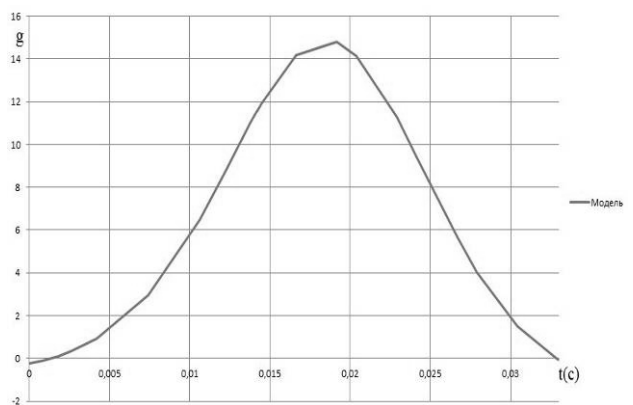


Рисунок 10 – Графики перегрузки на МЭЧ при сбросе с 450 мм

При проведении копровых испытаний на манекене «Гибрид 2» измерялось усилие в позвоночнике, а на манекене «Скиф» – перегрузка в нижнем отделе позвоночника, так как сброс кресла с манекеном «Скиф» с высоты 450 мм не проводилось, данные о перегрузках есть только для сброса 400 мм.

Результаты, полученные в процессе моделирования, показывают, что модель хорошо

отлажена и может быть использована в дальнейшем для определения перегрузок на человеке и улучшения конструкции кресла. Интегрируя ускорение на копре, полученное в результате эксперимента, получаем суммарное изменение скорости 4 м/сек при сбросе с 40 см и 4,6 м/сек при сбросе с 45 см. Скорость, полученная в результате падения копра с высоты 40 см равна 2.7 м/сек, а с высоты 45 см 2,8 м/сек – это означает, что дополнительное изменение скорости получилось в результате отскока копра вверх после соударения. Полученное суммарное изменение скорости соответствует подскоку вверх от подрыва на высоту 50 см при сбросе с 40 см и 53 см при сбросе с 45 см.

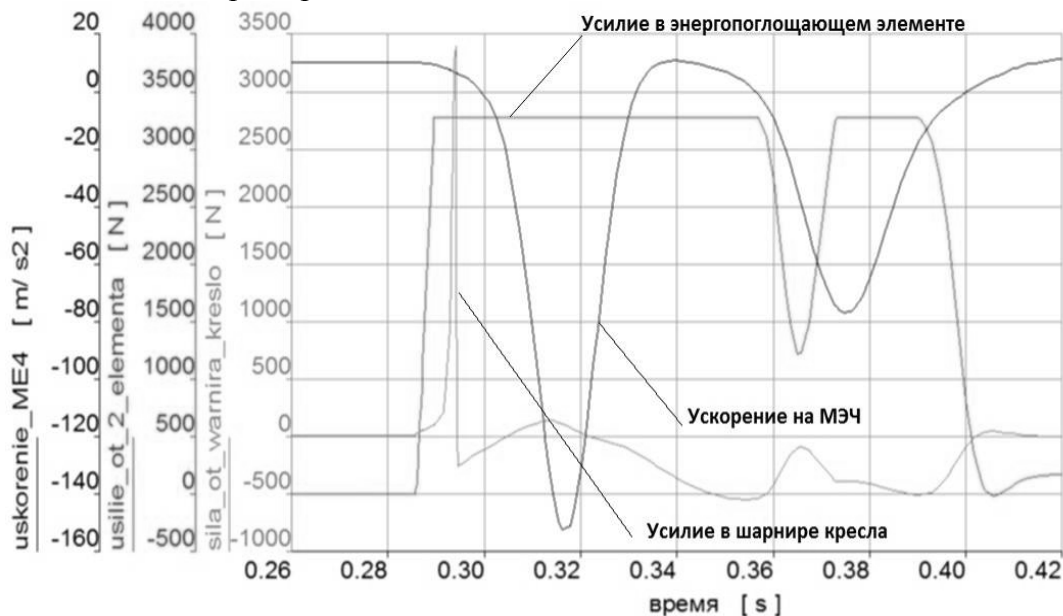


Рисунок 11 – Графики перегрузки на МЭЧ, усилия в энергопоглощающем элементе и шарнире кресла. Сброс 400 мм

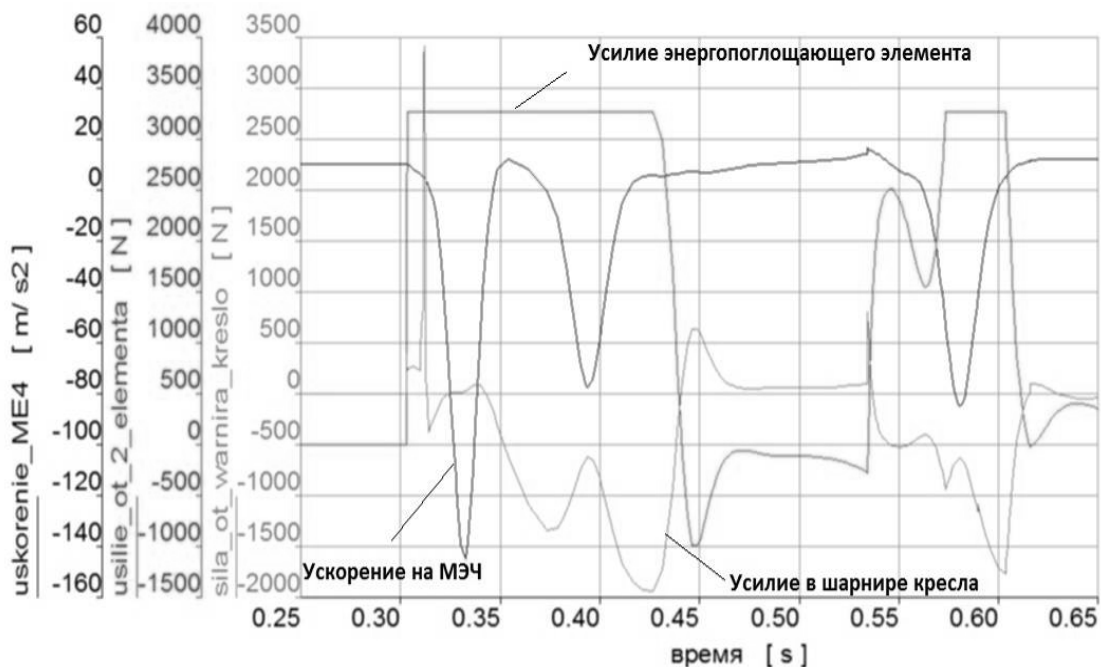
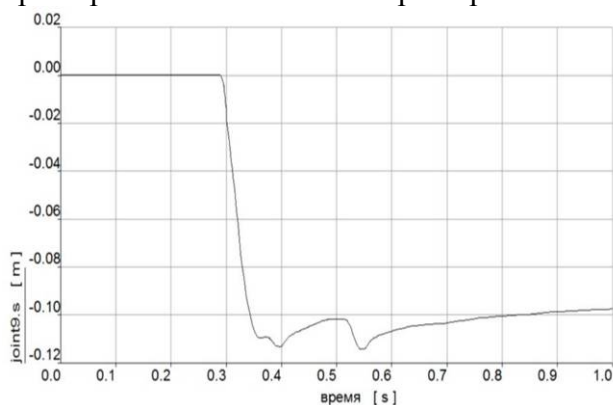


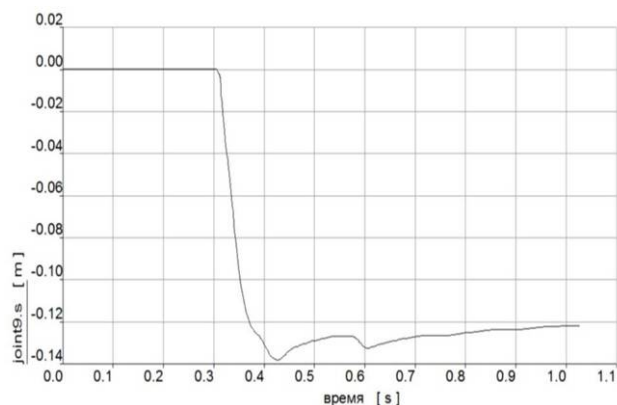
Рисунок 12 – Графики перегрузки на МЭЧ, усилия в энергопоглощающем элементе и шарнире кресла. Сброс 450 мм

Расчеты мощности заряда под колесом машины, который приводит к подскоку на месте водителя на высоту 50 см и 53 см, дает примерную мощность 9.3 и 10 кг ТНТ соответственно. То есть практически было проведено испытание на работоспособность противоминного кресла при подрыве под колесом примерно 9.3 и 10 кг. Полученные значения перегрузок на

манекене не превышают предельно допустимых значений. Предельно допустимые сжимающие усилия в позвоночнике 6,65 кН (678 кг), при испытаниях получено максимально 410 кг при сбросе с 40 см и 440 кг при сбросе с 45 см.



**Рисунок 13 – Просадка кресла.
Сброс 400 мм**



**Рисунок 14 – Просадка кресла.
Сброс 450 мм**

Литература

1. Кулаков Н.А., Любин А.Н. Амортизационное кресло транспортного средства. Заявка №2010143304/11(062333) от 25.10.2010.
2. Кулаков Н.А. Композиционная защита кабины автомобиля «Урал-4320». // Автомобильная промышленность. №10, 2010 г.

Оценка фугасного воздействия мин на несущие конструкции и экипажи автобронетанковой техники. Поражающие факторы. Способы защиты

к.ф-м.н. доц. Кулаков Н.А., Шевченко А.А.
Университет машиностроения, ГАБТУ МО РФ
(495) 223-05-23 доб. 1507, kulakov@mami.ru,

Аннотация. В работе рассматривается механизм фугасного воздействия подрыва мины на автобронетанковую технику и ее экипажи. Представлены интегральные оценки действия взрыва, позволяющие проводить расчеты на динамику и прочность несущих систем, а также даны критерии для оценки травмобезопасности членов экипажей. Разобраны возможные конструктивные способы повышения противоминной стойкости автобронетанковой техники.

Ключевые слова: автобронетанковая техника, травмобезопасность, противоминная стойкость.

Введение

При проектировании, доводке и модернизации автобронетанковой техники одним из факторов, влияющих на конструктивное исполнение изделия, является его противоминная стойкость.

Противоминная стойкость изделия определяется в первую очередь прочностью конструкции, а при соблюдении прочности – допустимыми перегрузками на экипаж и отсутствием непереносимых акустических нагрузок [1].

Для расчетов на прочность и жесткость несущей конструкции автобронетанковой техники необходимо определить нагрузку, действующую на изделие при подрыве на mine.

Известны простые, проверенные многочисленной практикой зависимости, которые достаточно хорошо описывают воздействие взрыва на конструкцию [2, 3, 4]. В соответствии с этими зависимостями существует характерное расстояние от точки взрыва R_0 (рисунок 1). При расстоянии меньшем, чем R_0 , действуют взрывные газы, а при удалении от точки взрыва на расстояние большее R_0 формируется воздушная ударная волна со своими параметрами.

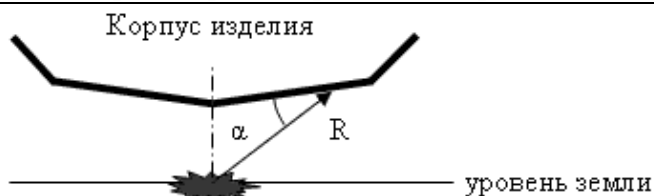


Рисунок 1 - Воздействие взрыва мины на конструкцию

При взрыве тротила на поверхности земли характерное расстояние R_0 вычисляется по формуле (1):

$$R_0 = 0.756 \cdot \sqrt[3]{q} . \quad (1)$$

Воздействие взрыва мины на конструкцию автобронетанковой техники можно оценить по формулам (2-5).

При $R \leq R_0$ действие взрывных газов на корпус изделия определяется удельным импульсом I (Н·сек/м²) по формуле (2):

$$I = 500 \cdot \frac{q}{R^2} \cdot \sin \alpha , \quad (2)$$

где: q – мощность заряда в (кг);

R – расстояние в (м) от точки взрыва до места действия взрывных газов;

α – угол встречи взрывных газов с поверхностью корпуса.

Для расстояний больших, чем R_0 , формируется воздушная ударная волна, удельный импульс которой определяется по формуле (3):

$$I = 630 \cdot \frac{q^{2/3}}{R} . \quad (3)$$

Для типичных автобронетанковых конструкций с клиренсом от 0.4 до 0.8 м и при характерной мощности мин от 0.6 до 10 кг тротила расчет нагрузки от взрыва будет происходить в основном по формуле (2). Следует отметить достаточно локальное воздействие взрыва. Для плоского днища при расстоянии от центра взрыва, равном двум клиренсам, удельный импульс будет в 8 раз меньше, чем непосредственно над точкой взрыва.

Характерное время действия взрыва можно оценить по формуле (4):

$$t_+ = 0.0015 \cdot \sqrt{R} \cdot \sqrt[6]{q} . \quad (4)$$

При подрыве мины непосредственно под колесом или гусеницей вертикальный импульс (Н·сек) определяется формулой (5):

$$I = 2000 \cdot q . \quad (5)$$

Представленные зависимости позволяют описать механизм фугасного воздействия подрыва мины на конструкцию. Этот механизм можно представить в виде трех факторов, которые можно исследовать практически независимо друг от друга. Первый фактор – движение конструкции как жесткого целого, второй фактор – упруго-пластические деформации несущей системы конструкции, третий фактор – воздействие избыточного давления затекания непосредственно на экипаж.

1. Перегрузки, вызванные движением конструкции как жесткого целого при подрыве на минах

Время действия взрывных газов или ударной волны согласно формуле (4) составляет для реальной мощности мины от 1 до 20 кг тротила не более 0.002 сек. За это время конструкция получит в основном вертикальную скорость V . Эту скорость можно в первом приближении оценить по формуле (6):

$$M \cdot V = 2000 \cdot q . \quad (6)$$

Например, для изделия полной массой 6000 кг при подрыве мины под передней осью (рисунок 2) для приближенной оценки полученной вертикальной скорости передней части изделия необходимо учесть половину массы $M = 3000$ кг. При воздействии мины мощностью

$q=6$ кг вертикальная скорость V будет равна примерно 4 м/сек (7):

$$V = \frac{2000 \cdot q}{M} = \frac{12000}{3000} = 4 \text{ м/сек.} \quad (7)$$

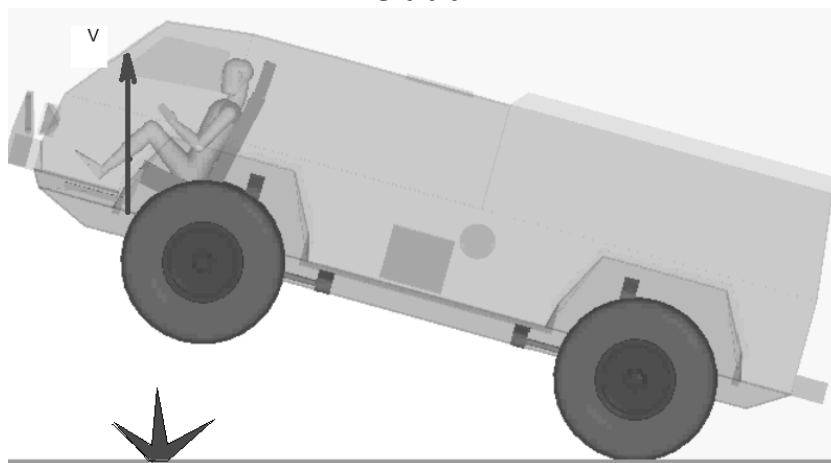


Рисунок 2 - Подброс автомобиля при подрыве на mine

Полученные оценки являются приближенными. При реальном подрыве на характер воздействия влияют способ заложения мины, свойства грунта, расположение мины относительно машины, реальный процесс воздействия взрывных газов с конструкцией автомобиля и тому подобное. Однако сопоставление расчетных и многочисленных экспериментальных данных показывает на вполне приемлемую для инженерных расчетов предложенную выше интегральную оценку воздействия мины на конструкцию.

За время 0.002 сек изделие получит вертикальное перемещение равное $V \cdot t / 2 = 4 \cdot 0.002 / 2 = 0.004$ м или примерно 4 мм. То есть практически после окончания ударного воздействия конструкция останется в начальном положении, но получит значительную вертикальную скорость. Дальнейшее движение конструкции как жесткого целого будет осуществляться по инерции. Полученная скорость будет определять вертикальные перегрузки на экипаж.

Для рассматриваемого примера полученная за время не более 0.002 сек вертикальная скорость 4 м/сек приблизительно соответствует сбросу человека на кресле с высоты 0.8 м на жесткий (например, бетонный) пол. Полученные при подрыве перегрузки на человеке будут определяться, в основном, конструкцией кресла и способами его крепления на корпусе.

Высоту подброса конструкции массой M при наличии подвески жесткостью K можно приближенно оценить исходя из уравнения колебаний одномассовой системы (8):

$$M \cdot y'' + K \cdot y = 0. \quad (8)$$

С начальными условиями при $t = 0$ $y = 0$, $y' = \frac{2000 \cdot q}{M}$.

Решение уравнения (8) с начальными условиями будет:

$$y = \frac{2000 \cdot q}{\sqrt{K \cdot M}} \cdot \sin\left(\sqrt{\frac{K}{M}} \cdot t\right). \quad (9)$$

В результате получим максимальное значение перемещения формуле (10):

$$y = \frac{2000 \cdot q}{\sqrt{K \cdot M}}. \quad (10)$$

Для большинства конструкций с основной частотой колебаний на подвеске в районе 1 Гц получим выражение для максимального перемещения в виде (11):

$$y = 318 \cdot \frac{q}{M}. \quad (11)$$

Для рассматриваемого случая будет $318 \cdot 6 / 3000 = 0,64$ м.

Очевидно, что основная защита от перегрузок – это масса конструкции: чем больше,

тем меньше начальная вертикальная скорость. Известны случаи, когда для улучшения противоминной стойкости БТР-80 догружали мешками с песком, увеличивая массу на 2000-3000 кг.

В большинстве случаев массу конструкции невозможно увеличить, так как конструкция проектируется на определенную полную массу и ее увеличение сверх расчетной приводит к перегрузке подвески, шин, трансмиссии и т.п.

При подбрасывании конструкции во время подрыва на минах первым поражающим фактором является удар членов экипажа головой о потолок корпуса. Это происходит при достаточно небольших вертикальных перегрузках в том случае, если личный состав не фиксируется привязными ремнями. На рисунке 3 показан расчет перемещения водителя (крыша в математической модели была убрана) при подрыве под колесом машины массой 6000 кг мины мощностью 2 кг тротила.

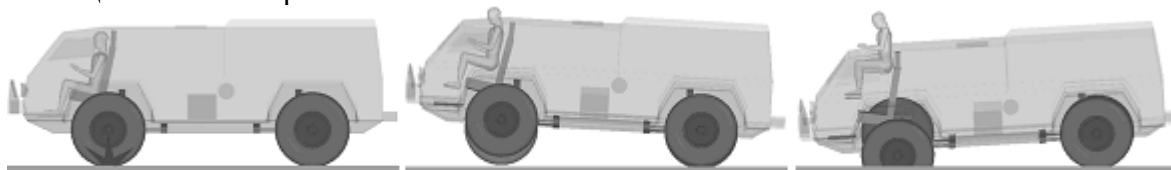


Рисунок 3 – Расчет перемещений водителя при подрыве автомобиля на mine

Как видно из результатов расчетов, даже при небольшой мощности заряда водитель получает значительное вертикальное перемещение и при наличии крыши получит травму головы и шеи. Из вышесказанного следует, что для увеличения противоминной стойкости в первую очередь для экипажа необходимо использовать ремни безопасности. При этом надо учитывать предельные допустимые значения усилий в привязных ремнях, которые регламентируются нормами пассивной безопасности автомобилей [5].

Согласно этим нормам максимальное значение силы не должно превышать 7,8 кН при одном плечевом ремне. Суммарная сила двух плечевых ремней не должна превышать 8,85 кН. Максимально допустимое значение на поясном привязном ремне не должно превышать 7,0 кН. При испытаниях на подрыв, сила воздействия ремней системы фиксации оператора измеряется датчиками, установленными на ремнях.

При использовании системы фиксации следующим по значимости фактором поражения являются предельные усилия и перегрузки в наиболее опасных местах тела членов экипажа. Их максимальное значение существенно зависит от продолжительности и формы импульса. Оценка допустимости динамических нагрузок при ударе головой проводится по критерию тяжести повреждения головы НИС [6], вычисляемому в соответствии с формулой (12):

$$HIC = \sup_{t_1, t_2} \left\{ (t_2 - t_1) \cdot \left[\frac{1}{t_2 - t_1} \cdot \int_{t_1}^{t_2} a(t) \cdot dt \right]^{2.5} \right\}, \quad (12)$$

где: $a(t)$ - результирующее ускорение, $a(t) = \sqrt{a_x^2 + a_y^2 + a_z^2}$ (g);

t_1, t_2 - временные точки во время удара, доводящие НИС до максимума, с.

Значения t_1, t_2 лежат в интервале $[t_{нач}, t_{кон}]$, где: $t_{нач}, t_{кон}$ – начальное и конечное время импульса, и доводят НИС до максимума.

Ударные ускорения a_x, a_y, a_z измеряют акселерометрами в центре тяжести головы по осям X, Y, Z . Допустимое значение НИС – не более 1000 ед.

Наиболее правильно при оценке травмобезопасности экипажа определять предельные усилия, которые являются интегральными характеристиками и меньше зависят от условий измерения. Общепринятые [7, 8] предельные значения усилий характеризуются следующими значениями: сжимающие усилие в нижнем отделе позвоночника 6,65 кН, вертикальное усилие сжатия в шее 2,2 кН, изгибающий момент в шее при изгибе вперед 190 Нм при изгибе назад 57 Нм. Для замера усилий при испытаниях на подрыв требуется использовать антро-

поморфные манекены типа «Гибрид-2» или «Гибрид-3» с датчиками указанных выше характеристик. Однако в отечественной практике манекены при испытаниях на подрыв используются крайне редко. Это обусловлено отсутствием собственной измерительной базы на полигонах, где производятся подрывы, и недостаточной квалификацией сотрудников. Кроме того, в силу неопределенности результатов подрыва, разрушение конструкции может привести к потере дорогостоящих манекенов, датчиков и измерительной аппаратуры. Часто при исследовательских испытаниях используют датчики перегрузок и упрощенные имитаторы людей (например, массовые эквиваленты человека в виде металлических пластин определенной массы или упрощенные манекены типа «Скиф» со встроенными датчиками ускорений). В этом случае ускорение в направлении «голова-таз» не должно превышать 225 м/с^2 (23g). Допускается превышение ускорения 23g при суммарном действии превышающего ускорения менее 25 мс. Для оценки травмобезопасности позвоночника возможно также использование критерия индекса динамической реакции DRI [7]. Этот критерий основан на приближенной одномассовой модели сжатия позвоночника.

Уравнение сжатия позвоночника имеет вид (13):

$$y'' + 2 \cdot \zeta \cdot \omega \cdot y' + \omega^2 \cdot y = z'' \quad (13)$$

где: y – сжатие позвоночника;

$\zeta = 0.224$ – коэффициент демпфирования;

$\omega = 52.9$ – собственная частота;

z'' – измеренное ускорение в поясничном отделе манекена.

Индекс DRI определяется из максимальной компрессии y_{\max} :

$$DRI = \frac{\omega^2 \cdot y_{\max}}{g} \quad (14)$$

Решение уравнения (12) получается путем численного интегрирования с использованием замеренного вертикального ускорения z'' . Максимально допустимое значение индекса 17,7 единиц. Надо отметить, что замерное вертикальное ускорение z'' содержит достаточно разнообразный спектр, и результат интегрирования может существенно отличаться в зависимости от характеристик измерительных датчиков и способа обработки сигнала.

Для снижения вертикальной перегрузки членов экипажа разработаны специальные противоминные кресла [9], которые снижают пиковые перегрузки до приемлемой величины.

На рисунках 4 показано противоминное энергопоглощающее кресло во время испытаний на копровом стенде, который имитирует нагрузку от подрыва.

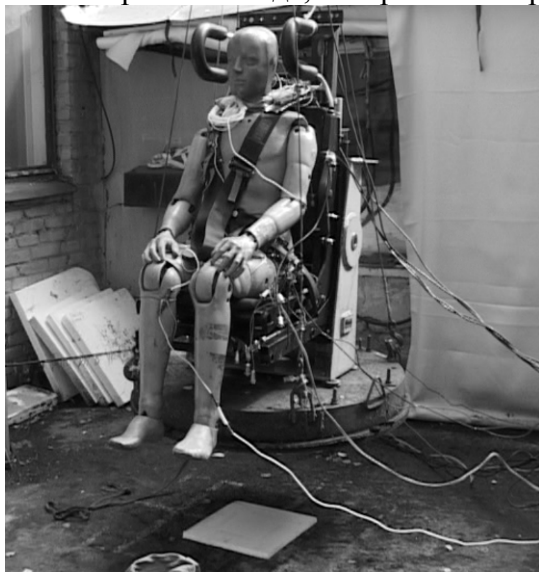


Рисунок 4- Испытания противоминного кресла на копровом стенде

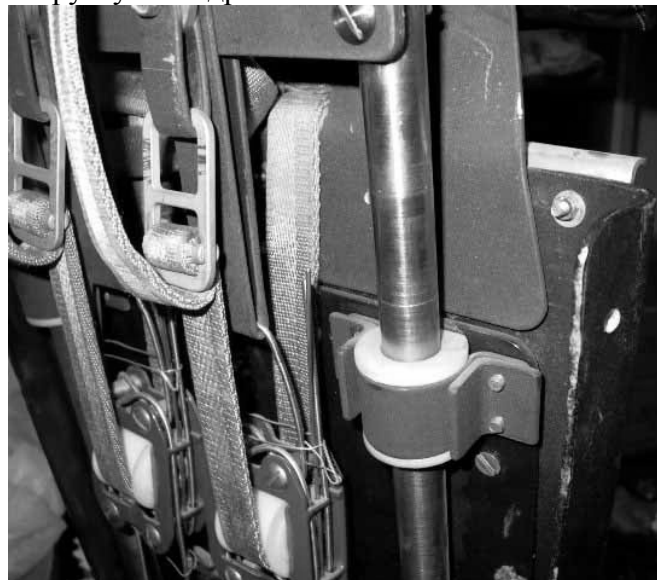


Рисунок 5 - Энергопоглощающие элементы кресла

На рисунке 5 показаны энергопоглощающие элементы кресла.

На рисунке 6 показана перегрузка на копре (200 g) при сбросе с высоты 40 см, что примерно соответствует подрыву машины массой 6 т на mine мощностью 4 кг тротила. При пересчете уровня воздействия необходимо учитывать отскок копра, поэтому суммарное изменение скорости будет соответствовать большей высоте подброса.

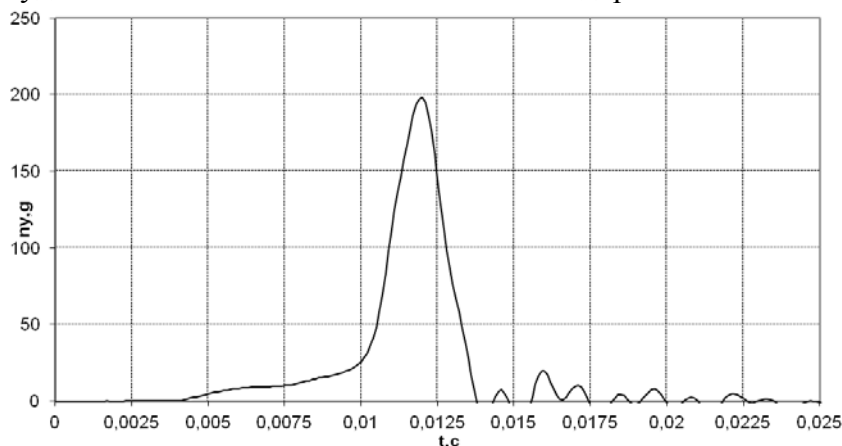


Рисунок 6 - Перегрузка на копре

На рисунке 7 показано усилие в нижнем отделе позвоночника манекена «Гибрид-2», которое меньше допустимого значения (655 кг) за счет срабатывания противоминного кресла.

На рисунке 8 показана установка противоминного кресла в бронированном автомобиле Урал-4320. На рисунке 9 то же кресло с манекеном перед испытаниями подрывом.

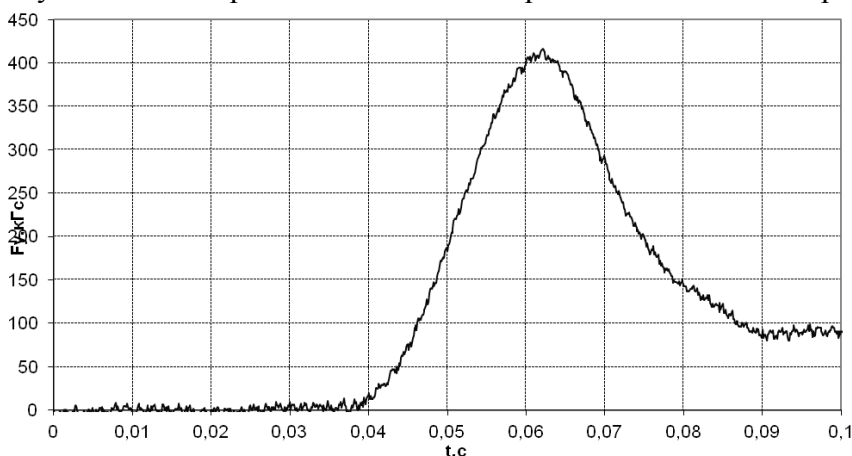


Рисунок 7 - Усилие в нижнем отделе позвоночника



Рисунок 8 - Противоминное кресло, установленное в бронированном Урал-4320



Рисунок 9 - Испытания противоминного кресла подрывом с использованием манекена

Испытания бронированного автомобиля Урал-4320 с противоминным креслом и с ис-

пользованием для замера перегрузок антропоморфного манекена при подрыве под передним левым колесом фугасного заряда мощностью 1 и 2 кг тротила показали, что обеспечена травмобезопасность экипажа. Таким образом, предложено и проверено реальное решение снижения перегрузок на месте экипажа при подрыве автобронетанковой техники на минах.

2. Перегрузки, вызванные упругопластическими деформациями несущей системы конструкции

Вторым существенным моментом воздействия подрыва на автобронетанковую технику и ее экипажи является упруго-пластическая деформация несущей системы, в частности корпуса и пола. Расчеты показывают, что непосредственно на поддоне или днище, на которые воздействует взрыв, ускорения могут достигать нескольких тысяч g. В силу сказанного необходимо исключить контакт ног или других частей тела с силовыми элементами непосредственно воспринимающими нагрузки. Для защиты от динамического прогиба возможны несколько вариантов конструктивного решения. Первый вариант, который может быть реализован на машинах с высоко расположенным обитаемым отсеком, представлен на рисунке 10.

Следует отметить, что V-образный поддон призван в основном не отклонять взрывные газы, а предназначен для обеспечения жесткости и деформирования поддона не внутрь обитаемого салона. На рисунке 10 показано, что при наиболее вероятном подрыве мины при наезде на нее колесом угол встречи поверхности поддона и взрывных газов как раз не очень оптимальный, но деформация поддона происходит практически без контакта с силовым полом. Желательно, чтобы поддон был выполнен из высококачественной, низколегированной или броневой стали, с относительным удлинением при разрыве не менее 10-15%. Противоминный поддон, выполненный из такой стали, при подрыве будет деформироваться без разрушения, «забирая в себя» энергию взрыва. Важно, чтобы энергия взрыва переходила в растяжение листа, так как энергия растяжения на несколько порядков больше энергии изгиба.

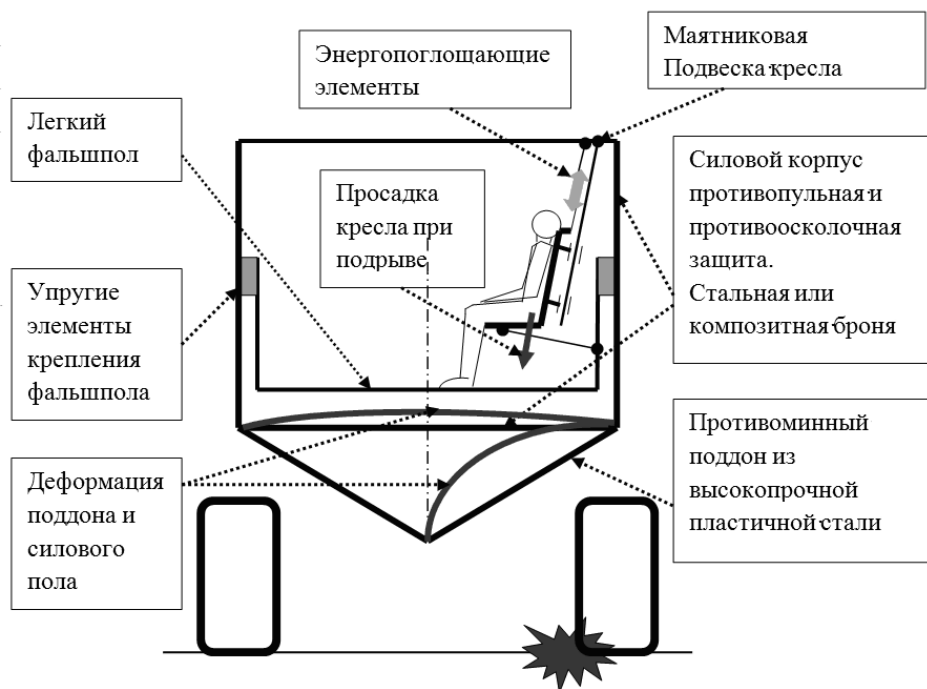


Рисунок 10 - Возможная схема противоминной защиты для техники с высоко расположенным обитаемым отсеком

Силовой пол, который расположен за противоминным поддоном, должен осуществлять защиту от осколков и может являться составной частью несущей системы. Предпочтительно проектировать силовой пол из броневой стали или композитной брони и не допускать его пластической деформации при подрыве. Прогиб силового пола при подрыве на mine не должен быть больше зазора между ним и фальшполом. Ноги членов экипажа должны располагаться на фальшполе. Сила, действующая на голень со стороны пола, не должна превышать 5.4 кН. Для замера усилий требуется при испытаниях на подрыв использовать антропо-

морфные манекены типа «Гибрид-2» или «Гибрид-3» с датчиками усилий на месте большой берцовой кости. В том случае, когда нет возможности использовать датчики усилий, необходимо записать ускорения в месте расположения ступней экипажа и путем интегрирования получить скорость пола. Скорость соударения конструкции пола со стопой не должна превышать 8 м/сек.



Рисунок 11 - Бронированный автомобиль DINGO

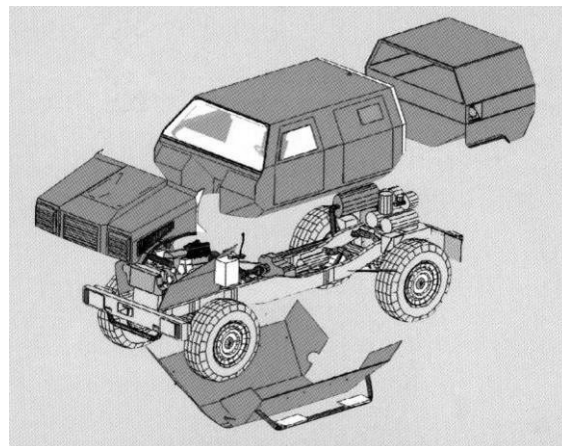


Рисунок 12 - Схема защиты DINGO

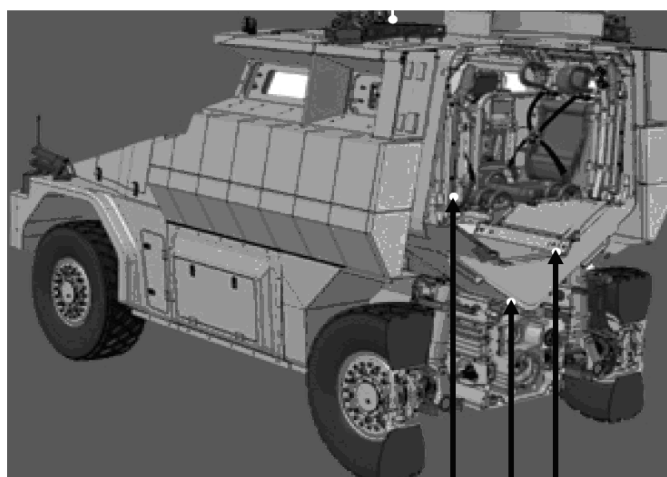
Реализация указанного конструктивного исполнения противоминной защиты показана на рисунках 11-15.



Рисунок 13 - Фальшпол для защиты ног экипажа



Рисунок 14 - Бронекорпус с V –образным днищем



Броневой корпус

V-образное противоминное днище

«Плавающий» фальшпол

Рисунок 15 - Типичное решение защиты для машины с высоко расположенным обитаемым отсеком

Второй вариант, который может быть реализован на машинах с низко расположенным обитаемым отсеком, представлен на рисунке 16.

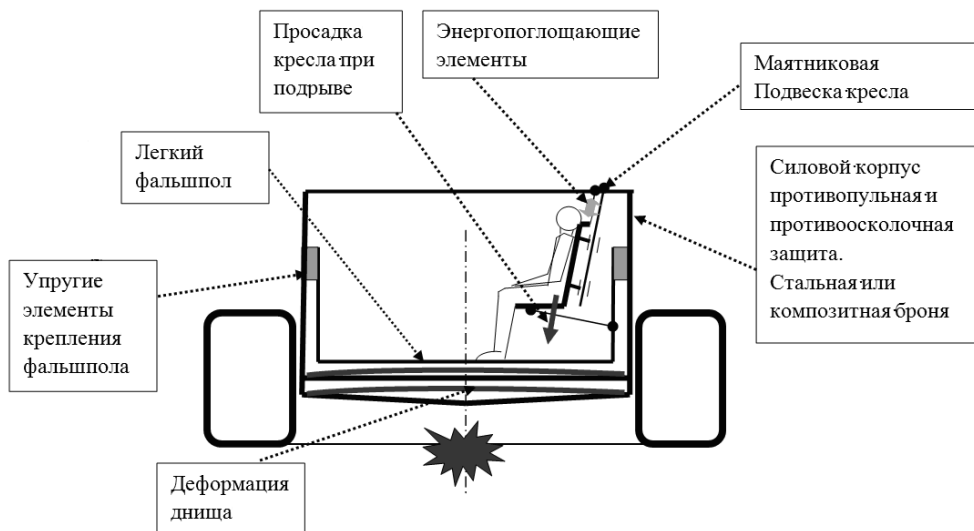


Рисунок 16 - Возможная схема противоминной защиты для изделия с низко расположенным обитаемым отсеком

Для машин с низко расположенным обитаемым отсеком нет возможности реализовать V-образное днище с большими прогибами при подрыве. Поэтому необходимо конструировать днище с как можно большей жесткостью, чтобы минимизировать прогиб внутрь обитаемого отсека. Наиболее рациональной конструкцией является трехслойная панель в виде двух несущих слоев и промежуточного слоя в виде набора продольно-поперечных балок. Конструкция проектируется из условий прочности, минимального прогиба, непробития нижнего листа и минимальной массы.

Как показывает практика расчетов, проектирования и испытаний, использование всякого рода деформируемых промежуточных слоев приводит к существенному снижению жесткости пакета и, как следствие, к повышенному прогибу, поэтому если нет запаса по прогибу, то лучше не использовать подобные конструкции. На рисунках 17, 18 показан результат расчета максимального прогиба противоминного трехслойного днища с жестким и «мягким»-деформируемым внутренним силовым набором. Для жесткого набора прогиб внутрь обитаемого отсека составил 2,5 см, для «мягкого» – 12,3 см.

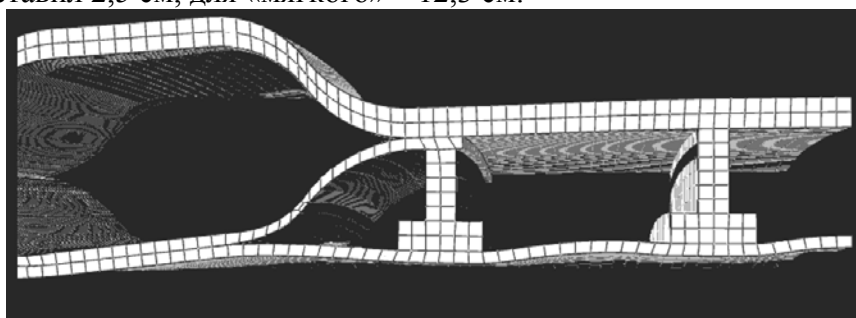


Рисунок 17 - Прогиб противоминного днища с жестким промежуточным набором

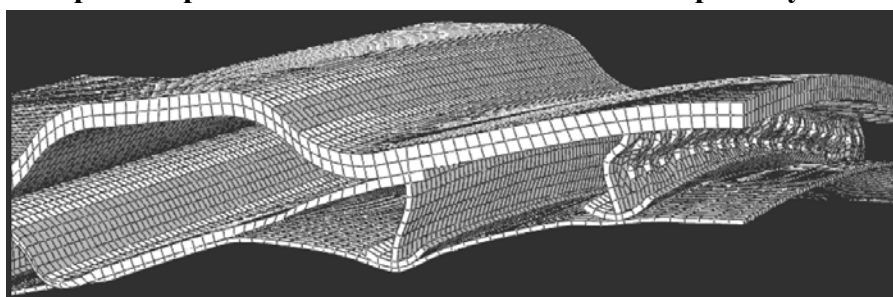


Рисунок 18 - Прогиб противоминного днища с «мягким» промежуточным набором

Очевидно, что применение сминаемых промежуточных слоев не эффективно.

На рисунке 19 показана типичная конструкция с трехслойным противоминным днищем. На рисунке 20 приведены результаты расчетов. Противоминное днище выдерживает подрыв и при этом не касается фальшпола. Максимальная скорость на фальшполе 0,48 м/сек, что является допустимым значением. При расчете не была учтена упругая подвеска фальшпола, которая дополнительно существенно снизит величины перемещений, скоростей и ускорений на нем.

Необходимо отметить еще один аспект расчета элементов корпуса, а именно расчет крепления дверей, люков и тому подобное. Как следует из расчетов, перегрузки на противоминном днище могут достигать нескольких десятков тысяч g и более, а перегрузки на бортах несколько сотен g. Эти ускорения имеют колебательный характер, то есть имеют положительные и отрицательные значения. Это означает, что двери и люки будут подвержены действию усилий как прижимающих, так и отрывающих их от корпуса. Отрывающие усилия воспринимаются в основном элементами фиксации или замками, которые обычно не рассчитаны на столь значительные усилия.

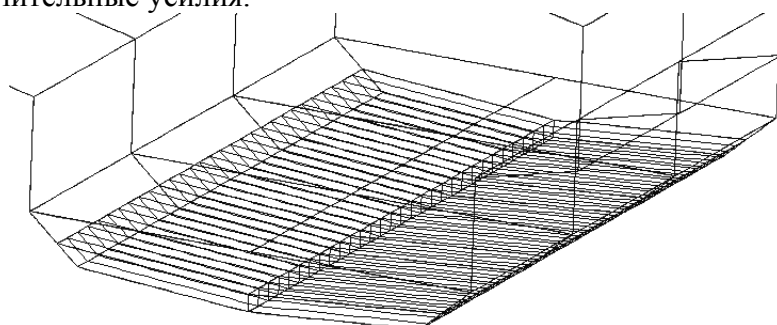


Рисунок 19 - Трехслойное противоминное днище

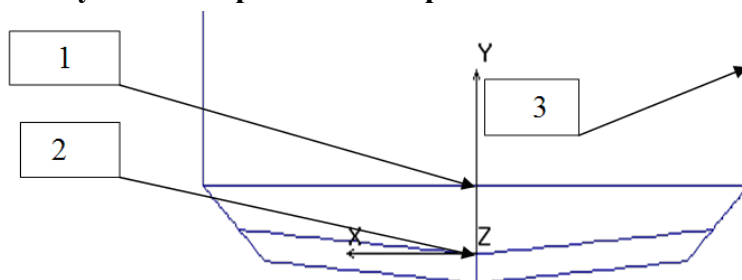


Рисунок 20 - Результаты расчета противоминной стойкости: точка 1 (фальшпол) максимальные - перемещение 4,5 мм, скорость 0,48 м/с, перегрузка 186 g; точка 2 (противоминное днище) максимальные - перемещение 89 мм, скорость 49 м/с, перегрузка 9360 g; точка 3 (бронекорпус) максимальные - перемещение 3,5 мм, скорость 6,7 м/с, перегрузка 295g

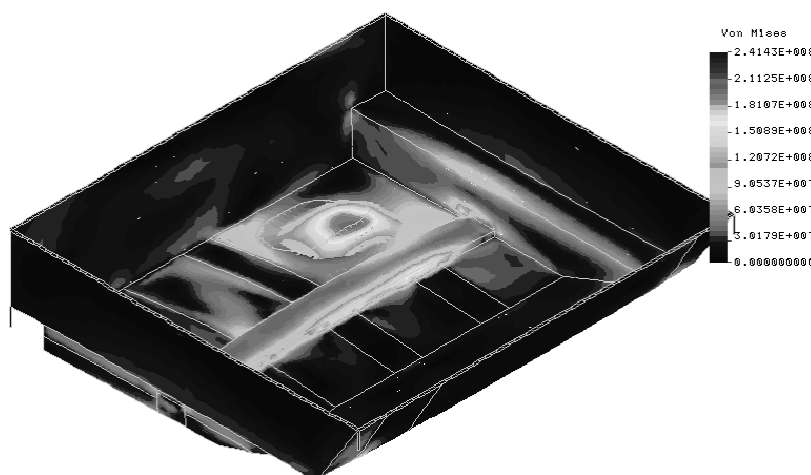


Рисунок 21 - Расчет прочности корпуса изделия при подрыве на mine мощностью 1.5 кг

На рисунках 21, 22 и 23 представлены результаты расчетов днища с люком изделия при подрыве мины мощностью 1.5 кг тротила. Ускорения на двухслойном подкрепленном днище примерно $\pm 400g$. При массе люка около 30 кг открывающее усилие на запирающих элементах будет порядка 12000 кг. Обычно конструкторы не учитывают это воздействие. На рисунке 23 показан результат действия отрывающего ускорения – обрыв узлов крепления люка.

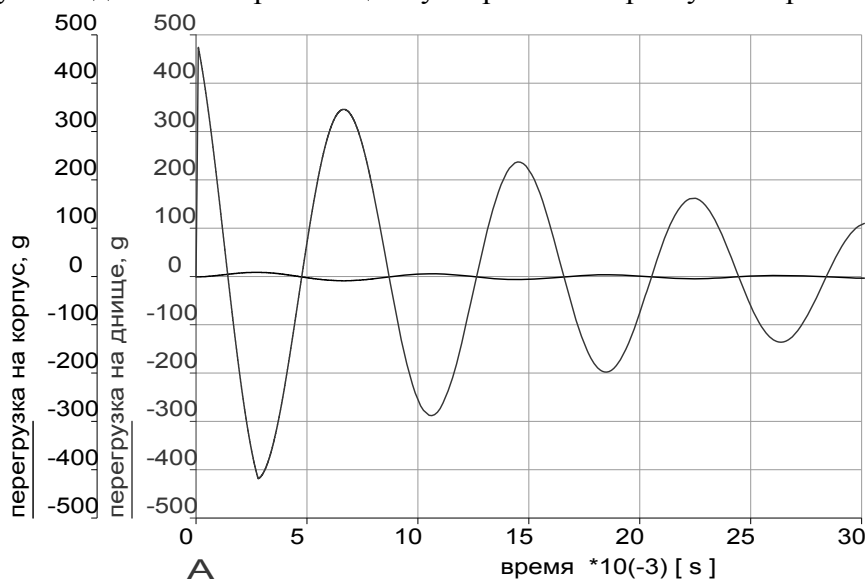


Рисунок 22 - Перегрузки на корпусе и днище изделия



Рисунок 23 - Результат подрыва - обрыв узлов крепления люка

3. Воздействие избыточного давления непосредственно на экипаж

При подрыве автобронетанковой техники на минах возможно как затекание ударной волны внутрь обитаемого отсека, так и возникновение вторичных ударных волн за счет динамического деформирования днища. Общепринятым [10, 11] критическим считается избыточное давление 30 кПа при времени действия не более 0,002 сек. Данное давление вызывает баротравму органов слуха и зрения. При испытаниях указанное давление измеряют в ушах и глазах манекенов. При наличии для экипажа средств защиты следующим критерием безопасности следует считать прогноз скорости грудной клетки (CWVP) [7].

Уравнение движения грудной клетки представлено в виде (15):

$$M \cdot y'' + C \cdot y' + K \cdot y = A \cdot \left\{ P(t) + P_0 \cdot \left[1 - \frac{1}{\left(1 - \frac{A}{W} \cdot y \right)^\gamma} \right] \right\}, \quad (15)$$

где: $A = 0,082 \text{ м}^2$ – эффективная зона воздействия;

$M = 2,03 \text{ кг}$ – эффективная масса;

y – смещение стенки грудной клетки;

$C = 696$ Нс/м – коэффициент демпфирования грудной клетки;

$K = 989$ Н/м – коэффициент жесткости грудной клетки;

$W = 1,82 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$ – исходный газовый объем легких;

$P_0 = 1,0 \cdot 10^5$ Па – давление окружающей среды;

$\gamma = 1.2$ – показатель политропы для газа в легких.

Для вычисления скорости грудной клетки y' необходимо измерить изменение давления $P(t)$ на уровне груди и, интегрируя уравнение (15), получить необходимую скорость.

Допустимое значение скорости 3,6 м/сек. При расчете воздействия синусоидальной волны со временем действия не более 0,002 сек амплитуда давления, соответствующая скорости 3,6 м/сек, равна примерно 100 кПа. Таким образом, при наличии датчиков давления на уровне груди для оценки травмобезопасности можно ограничиться величиной максимального предельного давления 100 кПа для членов экипажа, имеющих защитные шлемы и очки.

Основную опасность при подрыве при условии сохранения целостности обитаемого отсека составляет избыточное давление внутри отсека, возникающее при динамической деформации днища. Дело в том, что время действия первичного избыточного давления очень мало (меньше 0,002 сек) и за это время «затечь» существенному количеству газов внутрь отсека через небольшие технологические отверстия весьма проблематично. Вторичная ударная волна существенным образом зависит от конструкции днища, и при наличии многослойного корпуса аналогично тому, как многослойные окна защищают от внешнего шума, так и многослойный корпус защищает от возникновения вторичной ударной волны.

Существенную роль играет также масса днища: чем больше масса, тем меньше ускорение и скорость пола, тем сильнее пол демпфирует ударную волну. Тонкий, легкий пол будет практически без ослабления передавать ударную волну внутрь обитаемого отсека.

Следовательно, для защиты экипажа от воздействия избыточного давления необходимо, по возможности, использовать защитные шлемы и очки, что приведет более чем к 3-х кратному увеличению допустимого значения этого давления с 30 кПа до 100 кПа, а также использовать в конструкции 2-х или 3-х слойные полы достаточной жесткости и массы.

Литература

1. Кулаков Н.А. Композиционная защита кабины автомобиля «Урал-4320» // Автомобильная промышленность. № 10, 2010 г.
2. Покровский Г.И. Взрыв.-М.: Недра 1980.
3. Садовский М.А. Механическое воздействие воздушных ударных волн по данным экспериментальных исследований. Физика взрыва.-1952, №1.-М.:АН СССР.
4. Физика взрыва. Под ред. Л.П. Орленко. – Изд. 3-е, испр. –В 2 т. Т.1-М.: Физматлит, 2004.-832 с., Т.2-М.6: Физматлит, 2004. – 656 с.
5. Правила ЕЭК ООН №16(4). Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения I. Ремней безопасности и удерживающих систем для водителей и пассажиров МТС.
6. Рабинович Б.А. Безопасность человека при ускорениях (биомеханический анализ). М., 2007 г. 208 с.
7. Стандарт НАТО NATO STANAG 4569 «Уровни защиты для экипажей машин материально-технического обеспечения и ЛБМ» 24 мая 2004 г.
8. АП – 29 «Нормы летной годности винтокрылых аппаратов транспортной категории Межгосударственного авиационного комитета», Издательство ЛИИ им. Громова, 1995 год, часть 29.
9. Кулаков Н.А., Любин А.Н. Амортизационное кресло транспортного средства. Заявка №2010143304/11(062333) от 25.10.2010.
10. Тейлор Р. «Шум», М., «Мир», 1978.
11. Газенко О.Г., Кальвин М. Основы космической биологии и медицины. «Наука» 1975.

Расчетно-экспериментальное исследование стойкости композитной керамической брони при воздействии пуль и высокоскоростных осколков

к.ф.-м.н. доц. Кулаков Н.А., к.т.н. доц. Любин А.Н., Скакбаева А.С.

Университет машиностроения
(495) 223-05-23 доб. 1507, kulakov@mami.ru

Аннотация. В статье представлены результаты расчетно-экспериментального исследования стойкости композиционной керамической брони при воздействии пуль и высокоскоростных осколков. На основе анализа проведенных экспериментов была отработана расчетная конечно-элементная модель, которая позволила провести многовариантные расчеты различных конструктивных образцов брони с целью выбора наиболее рационального. Показано влияние геометрических параметров керамического элемента на прочность брони.

Ключевые слова: композиционная керамическая броня, высокоскоростные осколки, керамический элемент.

Целью настоящей работы являлось расчетно-экспериментальное исследование стойкости композитной керамической брони при воздействии бронебойных пуль калибра 7,62 мм при скорости контакта с броней $V = 840$ м/с, калибра 14,5 мм при $V = 900$ м/с и высокоскоростных осколков при $V = 1500$ м/с.

Подробное рассмотрение конструкции композитной брони, её конструктивных вариантов и их особенностей, а также механизма взаимодействия композитной керамической брони с пулей и особенностей расчёта этого взаимодействия было представлено авторами в более ранних работах [2, 3].

В рамках данной работы были проведены многочисленные баллистические эксперименты по обстрелу различных образцов композитной керамической брони. На основе анализа проведенных экспериментов была отработана расчетная конечно-элементная модель, которая позволила провести многовариантные расчеты различных конструктивных образцов брони с целью выбора наиболее рационального.

На рисунке 1 приведены исходные данные по одному из образцов композитной брони, подвергнутых баллистическим испытаниям. Это случай обстрела композитной керамической брони бронебойной пулей марки Б-32 калибра 7,62 мм со скоростью 840 м/с, толщина задерживающего слоя 10 мм.

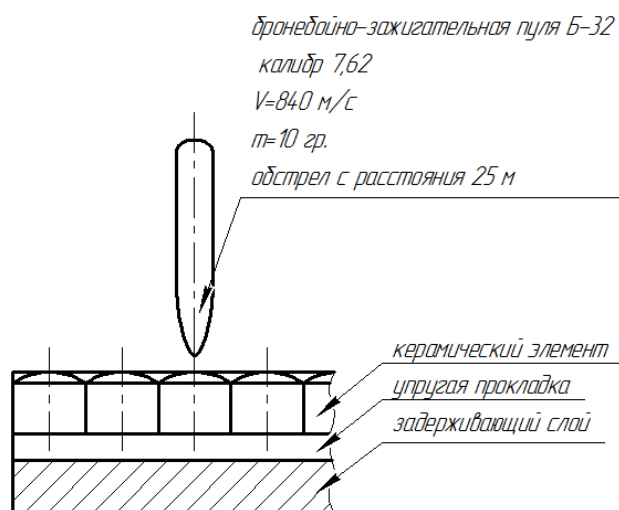


Рисунок 1 - Исходные данные для баллистических испытаний одного из образцов композитной брони

Баллистические испытания позволили получить следующие результаты: максимальное перемещение (прогиб) задерживающего слоя 22 мм и максимальная деформация задерживающего слоя 13 мм (рисунки 2 и 3).

На рисунке 3 указано максимальное перемещение верхней точки задерживающего слоя.

Следует отметить, что в эксперименте попадание пули пришлось не строго по центру керамического элемента, о чем свидетельствует фотография, приведённая на рисунке 2. Видно, что керамический элемент неравномерно деформировал задерживающий слой, поэтому речь должна идти о минимальном перемещении верхней точки задерживающего слоя в месте контакта с керамическим элементом. При этом, как показали замеры, указанное минимальное значение перемещения составило 8 мм. Для сравнительного анализа с расчётным значением перемещения целесообразно брать среднее, экспериментально полученное значение перемещения верхней точки задерживающего слоя, а именно 10,5 мм.

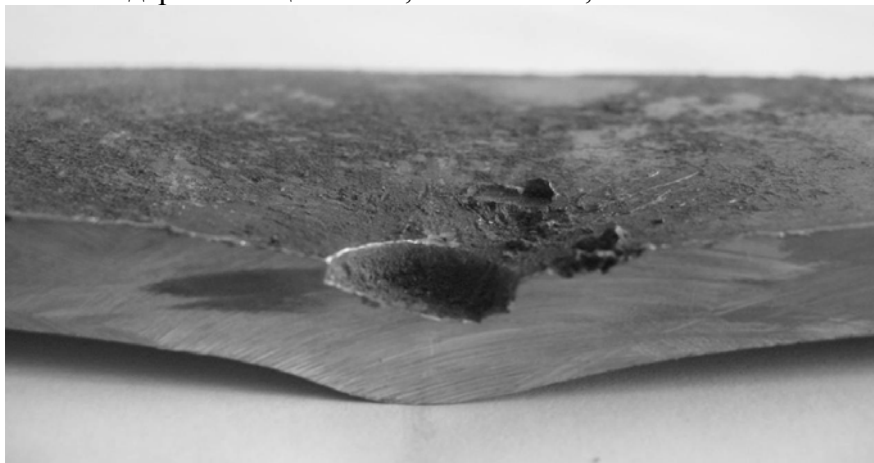


Рисунок 2 - Фотография задерживающего слоя образца композитной брони после его баллистических испытаний, с разрезом задерживающего слоя по оси симметрии

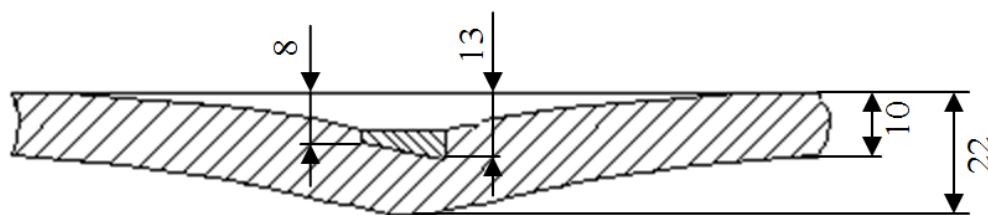


Рисунок 3 - Результаты обработки баллистических испытаний образца композитной брони. Экспериментально полученные максимальные значения перемещений в верхней и в нижней точках задерживающего слоя соответственно составили 13 мм и 12 мм. Экспериментально полученное минимальное перемещение верхней точки составило 8 мм

Проведены расчёты в динамической постановке упругопластического напряженно-деформированного состояния в контактной задаче взаимодействия керамического элемента с задерживающим слоем брони. При конечно-элементном моделировании выбиралась точность аппроксимации конечных элементов, оценивалось влияние выбора граничных условий, выбора коэффициента демпфирования, влияние упругой прокладки на результаты расчётов. В результате была получена осесимметричная конечно-элементная модель, по которой проводились дальнейшие расчёты. Исходные данные для расчёта представлены на рисунке 4.

Физико-механические характеристики материалов:

- Al_2O_3 : $\rho=4000 \text{ кг/м}^3$, $E=4 \cdot 10^{11} \text{ Па}$, $\mu=0,22$;
- АМГ6: $\rho=2640 \text{ кг/м}^3$, $E=0,71 \cdot 10^{11} \text{ Па}$, $\mu=0,3$, $\sigma_t=155 \text{ МПа}$, $\sigma_{вр}=315 \text{ МПа}$, $\delta=15 \%$.

Конечно-элементная расчётная схема, представленная на рисунке 5, содержит: для керамического элемента – количество узлов 396, количество элементов 360; для задерживающего слоя – количество узлов 6321, количество элементов 6000.

Результаты расчёта рассматриваемого образца брони представлены в таблице 1 в виде расчётного максимального перемещения (прогиба) и на рисунке 6 – в виде картины напряжений на деформируемом задерживающем слое в момент наибольшего его прогиба.

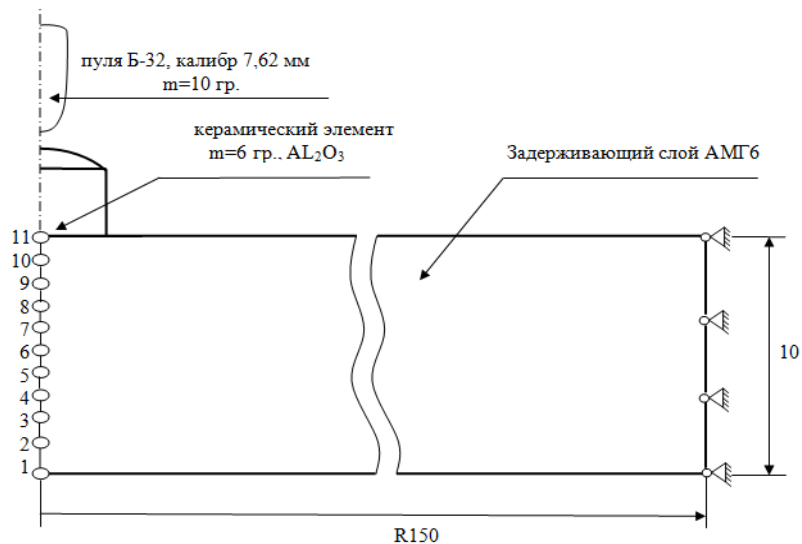


Рисунок 4 - Исходные данные для расчёта

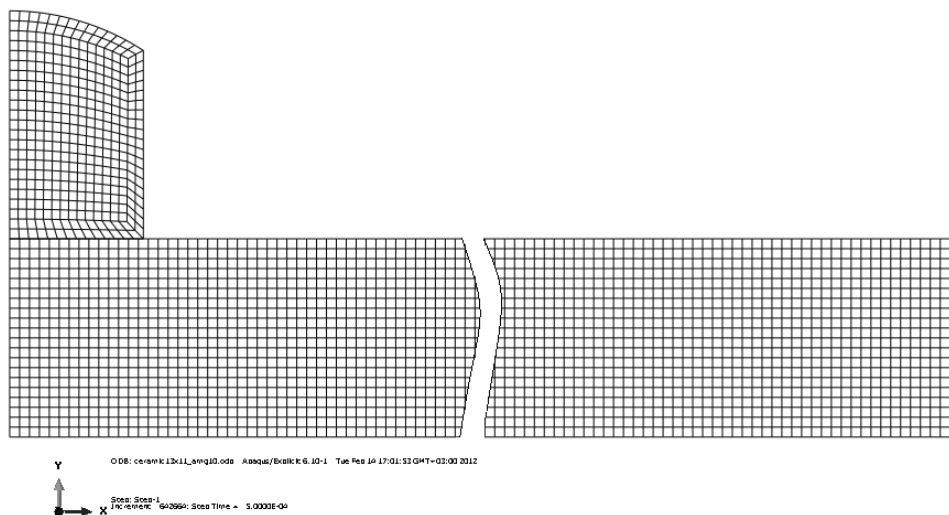
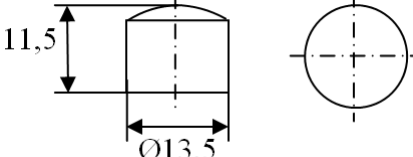
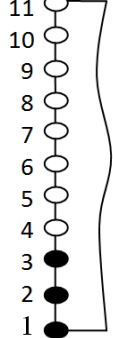
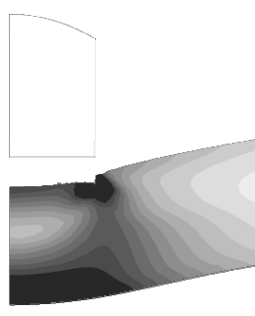


Рисунок 5 - Укрупнённая конечно-элементная расчетная схема

Таблица 1

Результаты расчета образца № 1 композитной брони

Исходные данные по образцу композитной брони	Расчётное максимальное значение перемещения (прогиба)	Расположение расчётных точек по оси симметрии задерживающего слоя	Картина деформаций задерживающего слоя в момент максимального прогиба
 <p>Скорость после соударения с пульей: 525 м/с Суммарная масса керамического элемента и пули: 16 гр.</p>	<p>в точке 11: 10,7 мм</p> <p>в точке 1: 10 мм</p>		

Черный цвет – превышение предельных значений деформаций. Предельное значение деформаций – 15%.

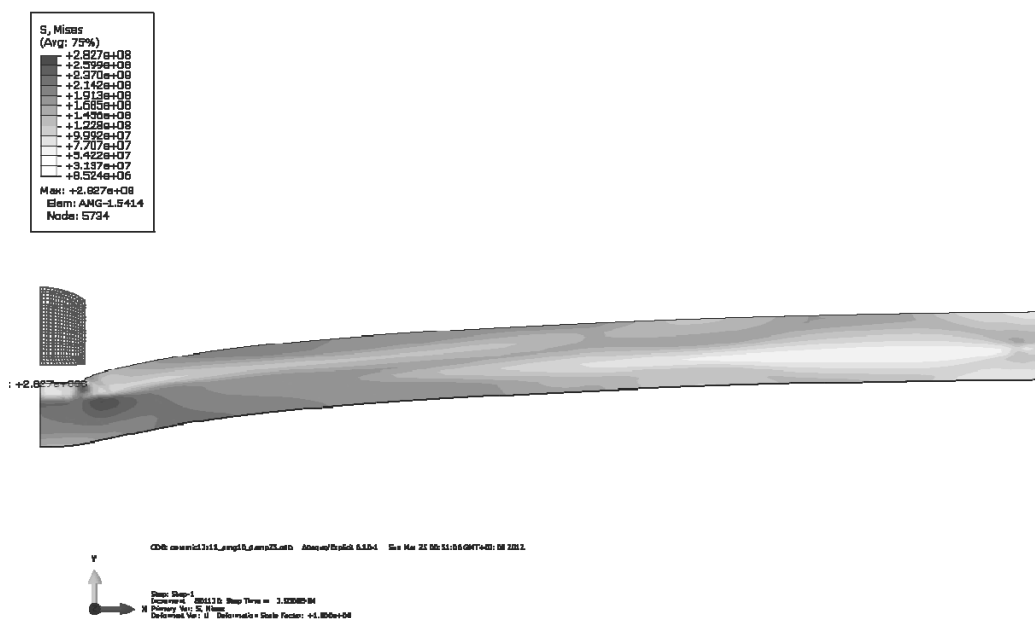


Рисунок 6 - Картина напряженно-деформированного состояния задерживающего слоя композитной брони в момент наибольшего его прогиба

Несущая способность задерживающего слоя оценивалась по максимальным расчетным деформациям (см. рисунок 4 и таблицу 1).

Сравнительный анализ полученных экспериментальных и расчётных результатов показывает хорошее совпадение по перемещениям, соответственно для верхней точки задерживающего слоя 10,5 мм и 10,7 мм и для нижней точки 12 мм и 10 мм. По результатам расчёта видно, что для некоторых расчётных точек максимальные деформации превышают предельное значение (см. таблицу 1). Это объясняется тем, что в данном расчёте рассматривается наиболее критический случай, соответствующий попаданию пули строго по центру керамического элемента, чего при испытаниях добиться крайне сложно. Кроме того, в данном расчёте не учитывалось наличие имеющейся в экспериментальном образце упругой прокладки. В целом отработанная расчётная модель даёт удовлетворительные, вполне объяснимые сравнительные результаты с экспериментальными данными и позволяет провести многовариантные расчеты различных конструктивных образцов брони с целью выбора наиболее рационального.

Было проведено исследование влияния площади контакта (основания) керамического элемента с задерживающим слоем на максимальный прогиб задерживающего слоя при условии одинаковой массы различных керамических элементов.

Результаты исследования показаны на рисунке 7 и в таблице 2. Видно, что существенное влияние на несущую способность композитной брони оказывает диаметр керамического элемента, т.е. площадь его основания.

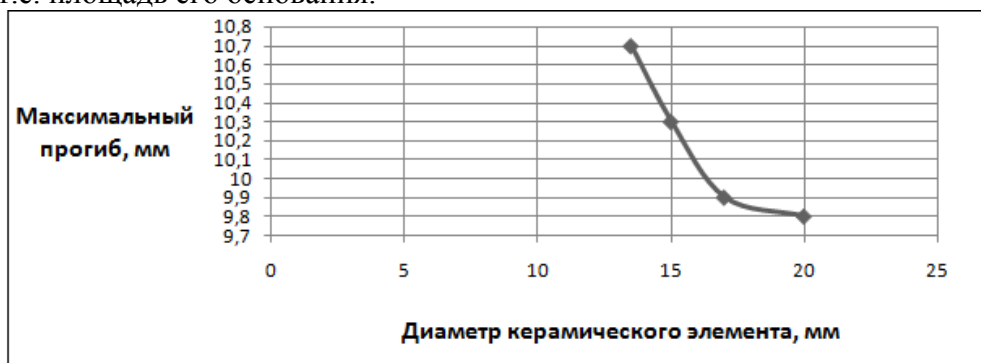
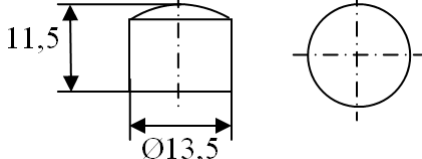
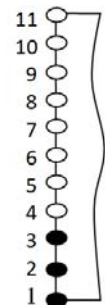
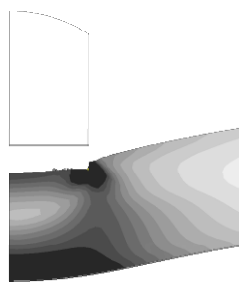
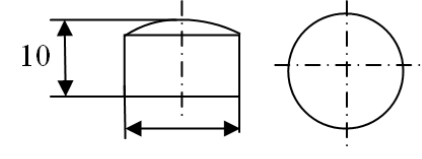
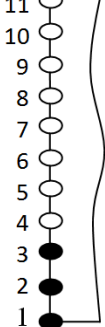
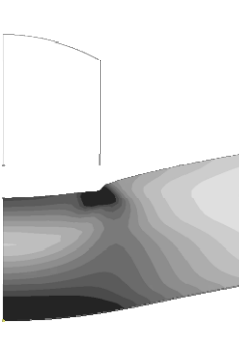
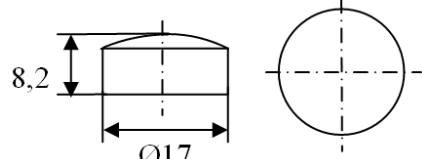
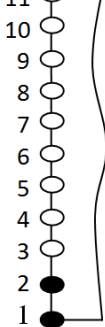
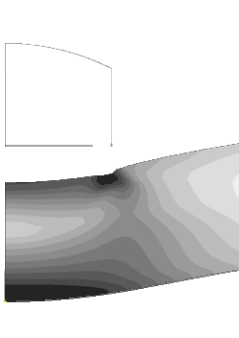
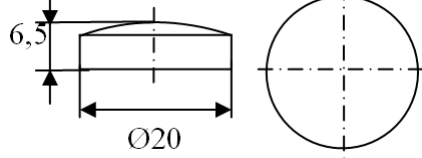
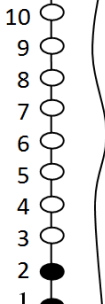
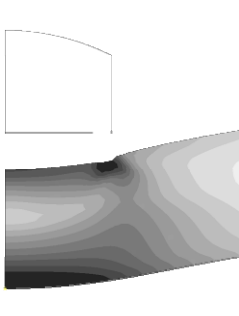


Рисунок 7 - График зависимости максимального прогиба задерживающего слоя от диаметра керамического элемента

Результаты исследования влияния диаметра основания керамического элемента на прогиб задерживающего слоя

Исходные данные по образцу композитной брони	Расчётное максимальное значение перемещения (прогиба)	Расположение расчётных точек по оси симметрии задерживающего слоя	Картина деформаций задерживающего слоя в момент максимального прогиба
 <p>11,5 Ø13,5</p> <p>Скорость после соударения с пулей: 525 м/с Суммарная масса керамического элемента и пули: 16 гр.</p>	<p>в точке 11: 10,7 мм</p> <p>в точке 1: 10 мм</p>		
 <p>10 Ø15</p> <p>Скорость после соударения с пулей: 525 м/с Суммарная масса керамического элемента и пули: 16 гр.</p>	<p>в точке 11: 10,3 мм</p> <p>в точке 1: 9,7 мм</p>		
 <p>8,2 Ø17</p> <p>Скорость после соударения с пулей: 525 м/с Суммарная масса керамического элемента и пули: 16 гр.</p>	<p>в точке 11: 9,9 мм</p> <p>в точке 1: 9,4 мм</p>		
 <p>6,5 Ø20</p> <p>Скорость после соударения с пулей: 525 м/с Суммарная масса керамического элемента и пули: 16 гр.</p>	<p>в точке 11: 9,8 мм</p> <p>в точке 1: 9,3 мм</p>		

Черный цвет – превышение предельных значений деформаций. Предельное значение деформаций – 15%.

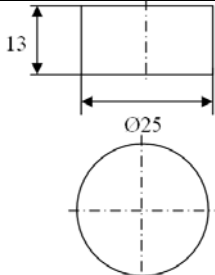
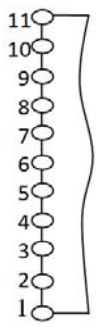
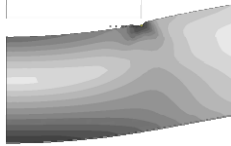
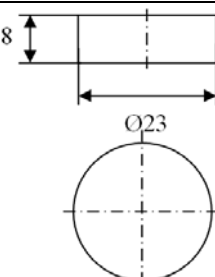

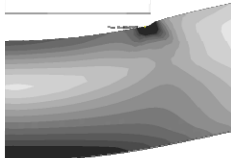
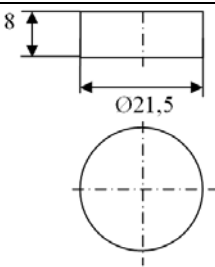

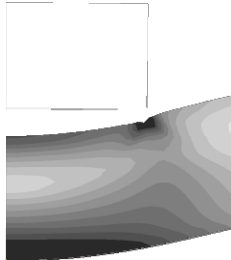
Рассматриваемую в работе конструкцию композитной брони предполагается использо-

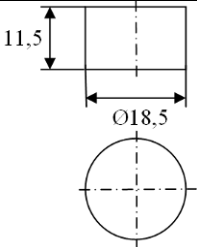

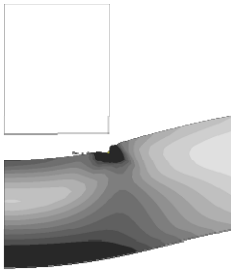
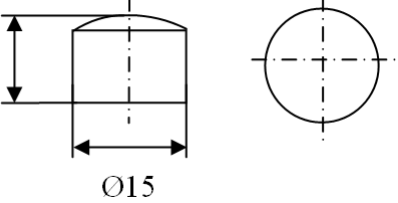
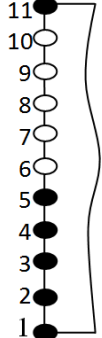
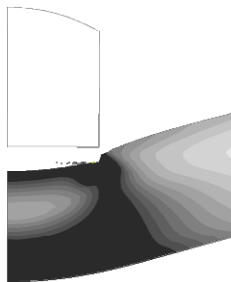
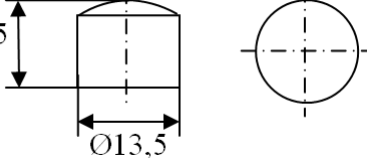
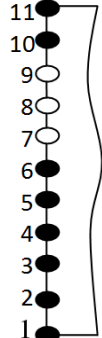
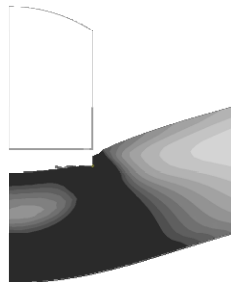
вать в качестве защиты не только от пуль, но и от осколков, которые имеют место при подрыве противолокационных ракет. При их подрыве происходит разлет осколков различной массы и скорости. Перед началом работы были заданы параметры осколочного воздействия, а именно: скорость, масса осколков и вероятный сценарий их воздействия на командно-технический пункт. Определены углы попадания осколка в различные панели кузова-контейнера при наиболее вероятном способе поражения.

Для указанных параметров по рассмотренной выше методике были проведены предварительные расчеты композитной защиты (см. таблицу 3).

Таблица 3

Результаты расчетов композитной брони при воздействии высокоскоростных осколков

Исходные данные по образцу композитной брони	Расчётное максимальное значение перемещения (прогиба)	Расположение расчётных точек по оси симметрии задерживающего слоя	Картина деформаций задерживающего слоя в момент максимального прогиба
 <p>Скорость после соударения с осколком: 323м/с Суммарная масса керамического элемента и осколка: 32,5 гр.</p>	<p>в точке 11: 10,8 мм</p> <p>в точке 1: 10,5 мм</p>		
 <p>Скорость после соударения с осколком: 517м/с Суммарная масса керамического элемента и осколка: 20,3 гр.</p>	<p>в точке 11: 11,9 мм</p> <p>в точке 1: 11,3 мм</p>		
 <p>Скорость после соударения с осколком: 564м/с Суммарная масса керамического элемента и осколка: 18,6 гр.</p>	<p>в точке 11: 12,2 мм</p> <p>в точке 1: 11,6 мм</p>		

 <p>Скорость после соударения с осколком: 542м/с Суммарная масса керамического элемента и осколка: 19,4 гр.</p>	<p>в точке 11: 12,5 мм</p> <p>в точке 1: 11,8 мм</p>		
 <p>Скорость после соударения с осколком: 750м/с Суммарная масса керамического элемента и осколка: 14 гр.</p>	<p>в точке 11: 14,4 мм</p> <p>в точке 1: 13,5 мм</p>		
 <p>Скорость после соударения с осколком: 810м/с Суммарная масса керамического элемента и осколка: 13 гр.</p>	<p>в точке 11: 15,3 мм</p> <p>в точке 1: 14,1 мм</p>		

Черный цвет – превышение предельных значений деформаций. Предельное значение деформаций – 15%.

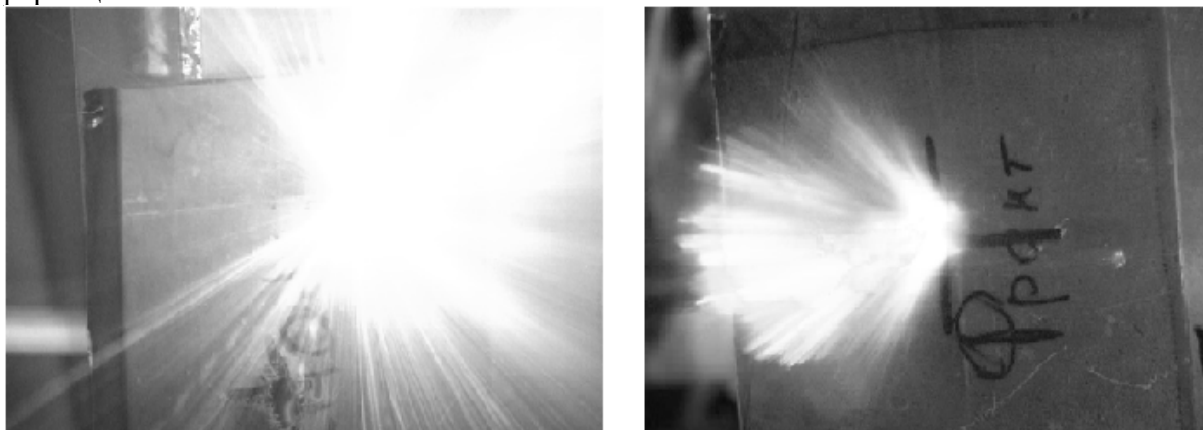


Рисунок 8 - Момент попадания осколка в композитную броню

По результатам расчетов видно, что наиболее приемлемыми являются керамические элементы с высотой не менее 13 мм и диаметром не менее 25 мм.

На основании результатов расчетов были изготовлены варианты защитных композиций. Была разработана и согласована программа испытаний указанных композиций. Совместно со специалистами ФГУП ЦНИИмаш была отлажена методика испытаний образцов. Бы-

ло проведено 25 огневых испытаний образцов при угле обстрела 0° и 60° к нормали при температуре 20°C . При нормальной температуре были выбраны наиболее оптимальные варианты в плане выполнения требований по стойкости брони и минимальной удельной массе. Выбранные варианты дополнительно испытывались при температуре -60°C . На основании защитных композиций, минимальных по удельной массе и успешно прошедших все испытания, была разработана конструкторская документация противоосколочной защиты кузова-контейнера.

Литература

1. Патент РФ № 2329455, МПК F41H5/04, публ.20.07.2008г. Авторы: Заболотский А.А., Козлова Т.М., Кулаков Н.А.
2. Кулаков Н.А., Любин А.Н. Исследование взаимодействия пробойника с композиционной защитной панелью. Известия МГТУ «МАМИ» №1(5), научный рецензируемый журнал. М. окт. 2008,53-56с.
3. Кулаков Н.А., Любин А.Н. Особенности конструкции композитной брони повышенной живучести. Известия МГТУ «МАМИ» № 1(11), научный рецензируемый журнал. М. окт. 20011,46-51с.
4. Заявка № 2010150701/11 от 13.12.2010 на изобретение “Композитная броня повышенной живучести”. Авторы: Кулаков Н.А., Любин А.Н.
5. Заявка № 2011139666/11 от 30.09.2011 на изобретение “Композитная броня с облицовочным слоем”. Авторы: Кулаков Н.А., Любин А.Н.
6. Заявка № 2011139667/11 от 30.09.2011 на изобретение “Комбинированная композитная броня”. Авторы: Кулаков Н.А., Любин А.Н.

Использование теории оптимального управления при исследовании силовой установки гибридного автомобиля

Куликов И.А.

Университет машиностроения
8(495)223-05-23 (1204), mansmart@list.ru

Аннотация. В статье описываются теоретические аспекты создания стратегии управления для автомобиля с гибридной силовой установкой (ГСУ). Охарактеризованы свойства ГСУ, которые определяют топливную экономичность и экологическую безопасность гибридного автомобиля. Проведен анализ энергообмена в ГСУ и предложен путь его оптимизации с помощью использования методов теории оптимального управления, в частности динамического программирования (ДП). Представлена математическая модель автомобиля с ГСУ, используемая в программе поиска управления ГСУ. Изложены теоретические основы динамического программирования. Описаны наиболее интересные результаты исследований, проведенных с использованием ДП. В конце статьи сделаны выводы о целесообразности использования динамического программирования при разработке и исследовании ГСУ.

Ключевые слова: гибридный автомобиль, гибридная силовая установка, ГСУ, стратегия управления ГСУ, оптимальное управление, динамическое программирование, математическое моделирование.

1. Свойства гибридных автомобилей

Основными целями создания гибридного автомобиля являются повышение эффективности использования энергии жидкого топлива (и, как следствие, уменьшение его расхода) и локальное улучшение экологической ситуации. Для достижения первой цели используются в основном два свойства комбинированной энергетической установки (КЭУ):

- возможность обеспечивать трогание и движение автомобиля на электрической тяге без использования двигателя внутреннего сгорания (ДВС), которая позволяет выключать ДВС при остановке автомобиля и, следовательно, не расходовать топливо в режиме холо-

стого хода;

- возможность возвращать часть энергии, сообщенной автомобилю для движения, во время замедления автомобиля. Эта функция называется рекуперацией кинетической энергии; она обеспечивается наличием генераторного режима у тяговой электрической машины КЭУ и наличием в КЭУ электрохимического накопителя энергии – батарей, которым генератор сообщает рекуперированную энергию.

Кроме того, дополнительная экономия топлива может быть получена при восполнении заряда накопителей от ДВС. Эта функция используется в том случае, если рекуперированной энергии не хватает для поддержания уровня заряда накопителя в допустимом диапазоне. Для зарядки батарей от ДВС электромашина (тяговая или отдельный генератор) забирает часть энергии, вырабатываемой двигателем. Одновременно электромашина работает как регулятор загрузки двигателя, позволяя относительно независимо от режима движения автомобиля выбирать рабочую точку ДВС. Если в выбранной точке ДВС работает с высоким КПД и при этом вырабатываемая им энергия используется достаточно эффективно, то режим зарядки от ДВС можно использовать не только вынужденно, чтобы не допустить разрядку накопителей, но и специально, для улучшения топливной экономичности.

Улучшение экологии также связано с несколькими свойствами КЭУ. Во-первых, эффективное использование энергии, вырабатываемой ДВС, приводит к сжиганию меньшего количества топлива по сравнению с негибридными автомобилями, а следовательно, и уменьшению вредных выбросов (по крайней мере углеродсодержащих токсичных веществ). Во-вторых, использование электрической тяги для движения автомобилей позволяет вообще избежать загрязнения атмосферы транспортом в местах, которые особенно критичны с экологической точки зрения (центральные районы больших городов, транспортные тоннели, места с затрудненным движением). В-третьих, движение на электрической тяге не создает шумового загрязнения, которое также является существенной проблемой в больших городах и может становиться весьма критичным в ночное время суток.

2. Вопросы оптимизации энергообмена в КЭУ

В КЭУ энергия, выработанная тепловым двигателем, может быть сразу передана автомобилю для движения, а может быть направлена в батареи для временного хранения. Энергия, переданная автомобилю, может быть частично возвращена в КЭУ (рекуперирована) и сохранена в батареях. Таким образом, при работе КЭУ постоянно происходят процессы передачи и аккумуляции энергии, причем передача осуществляется по нескольким путям. В этих процессах часть энергии неизбежно теряется. Величина потерь обусловлена режимами работы передающих, преобразующих и аккумулирующих компонентов КЭУ, а эти режимы, в свою очередь, связаны друг с другом, поскольку компоненты работают как единая система, и с условиями движения автомобиля (скорость, ускорение).

При разработке стратегии управления КЭУ может возникнуть такая ситуация, что сосредоточение усилий на повышении КПД какого-то одного компонента, который был избран в качестве основного, приводит к тому, что связанные с ним другие компоненты работают в режимах с низкими КПД. В результате общая эффективность использования энергии в КЭУ становится низкой и топливная экономичность (а возможно, и экологические свойства) автомобиля ухудшаются. Часто таким доминирующим компонентом становится ДВС. В этом случае стратегия управления КЭУ строится вокруг обеспечения работы ДВС по так называемой характеристике минимальных удельных расходов топлива (ХМУР). Эта характеристика содержит рабочие точки, в каждой из которых обеспечивается минимальный удельный расход для соответствующей ей частоты вращения вала (фактически это точки максимального КПД двигателя для данной частоты). На первый взгляд, такой подход достаточно обоснован. ДВС осуществляет главное и, в случае негибридных автомобилей, часто очень неэффективное преобразование энергии топлива в энергию движения. Использование ХМУР увеличивает КПД двигателя на 10...15%, а в случае работы ДВС в одной точке ХМУР (КЭУ последовательного типа) увеличение КПД может составить до 20%. Как правило, точки ХМУР находятся близко к внешней характеристике ДВС. Если мощность, требуемая для движения, невели-

ка (например, движение равномерное), то ДВС, отслеживающий ХМУР, вырабатывает много избыточной энергии¹, которая забирается генератором в батарею. Таким образом, большое количество энергии отправляется по самому неэффективному пути (генератор → зарядка батареи → разрядка батареи → электромотор → трансмиссия), КПД которого зачастую составляет меньше 70%. Такое использование энергии сводит на нет преимущества ХМУР и даже может ухудшить топливную экономичность. Таким образом, энергоэффективность или, что то же самое, топливная экономичность автомобиля с КЭУ зависит не только от КПД теплового двигателя, а от КПД *всей* КЭУ. То же самое можно сказать и об экологических характеристиках автомобиля, поскольку концентрации вредных выбросов связаны в первую очередь с количеством сжигаемого топлива. Поэтому при разработке стратегии управления КЭУ необходимо искать не оптимальные режимы работы для каждого компонента отдельно, а режимы работы компонентов, которые обеспечивают эффективную работу всей КЭУ.

На начальном этапе разработки КЭУ стратегия управления создается для абстрактного объекта управления – математической модели автомобиля с КЭУ. Она состоит из моделей динамических процессов и моделей компонентов КЭУ. Динамические процессы описываются дифференциальными уравнениями. Компоненты же, как правило, представлены т.н. имитационными моделями, т.е. моделями типа «черный ящик». ДВС моделируется с помощью набора его многопараметровых характеристик, которые содержат данные о вредных выбросах и расходе топлива двигателем в ряде его режимных точек. Модели электрических компонентов КЭУ представляются в виде их характеристик КПД. Перечисленные характеристики отличаются высокой нелинейностью и многомерностью. Кроме того, задача усложняется тем, что КЭУ является динамическим объектом, состояние которого меняется в зависимости от режима движения автомобиля. Очевидно, что при таких условиях распространенный подход создания стратегий управления КЭУ – на основе эвристических правил и законов управления – не может использоваться как единственный или основной, потому что субъективные оценки и решения, на которых строится этот подход, могут не привести к полному раскрытию потенциала энергоэффективности и экологической безопасности столь сложной системы. Для этого необходим математический инструмент поиска управления КЭУ. Наиболее подходящим с точки зрения специфики задачи, а также с точки зрения реализации на ЭВМ является метод теории оптимального управления, называемый динамическим программированием (ДП). На кафедре «Автомобили и тракторы» Университета машиностроения имеется опыт использования этого метода. Для оценки его эффективности в исследованиях и разработке КЭУ была создана программа поиска оптимального (по критерию энергоэффективности) управления для экспериментального гибридного автомобиля «МАМИ» [3]. В дальнейшем функциональность программы была расширена, что позволило проводить исследования с многокритериальными оценками – не только по топливной экономичности, но и по выбросам вредных веществ [4]. В настоящее время на базе существующих наработок создана программа, которая позволит искать и исследовать оптимальное управление КЭУ оригинальной последовательно-параллельной схемы, разработанной совместно Университетом машиностроения и ОАО «НПП «КВАНТ» [5].

Поиск оптимального управления проводится для наиболее характерных режимов работы автомобиля с КЭУ, то есть для движения в условиях города. Оно моделируется с помощью городских ездовых циклов, таких как ECE15 (городской цикл ЕЭК ООН) или FUDS (Federal Urban Driving Schedule – часть испытательной программы FTP, США).

3. Математическая модель автомобиля с КЭУ

Программы, которые используются в настоящее время [3, 4], созданы на основе математической модели автомобиля с экспериментальной КЭУ параллельного типа, разработанной в МАМИ (рисунок 1) [6].

¹ Речь в данном случае идет о КЭУ, в которой нет бесступенчатой трансмиссии. Последняя позволяет регулировать избыток мощности ДВС без отклонения от ХМУР. Однако сама по себе бесступенчатая трансмиссия может иметь весьма низкий КПД, который существенно ослабит эффект использования ХМУР.

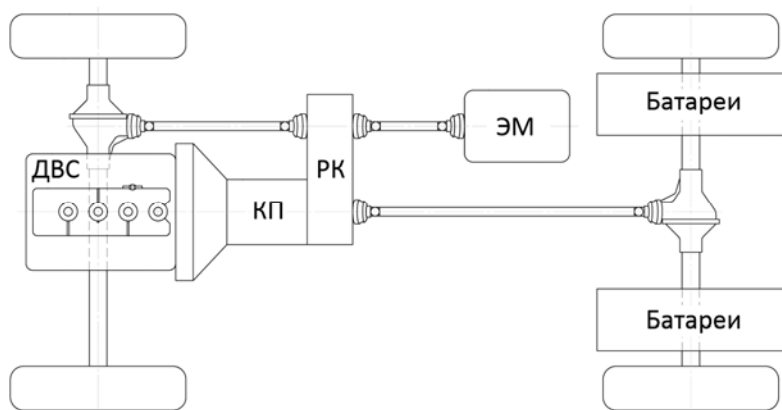


Рисунок 1 – Схема гибридной силовой установки экспериментального автомобиля «МАМИ»: КП – коробка передач, РК – раздаточная коробка, ЭМ - электромашин

Эта модель представляет собой упрощенный вариант модели, на которой основаны вычислительные эксперименты по определению различных свойств экспериментального автомобиля. Упрощенная модель включает два дифференциальных уравнения, первое из которых – уравнение динамики автомобиля:

$$\frac{dV}{dt} = \frac{(T_e \cdot u_{КП} \cdot \eta_{КП} + T_{ЭМ}) \cdot u_0 \cdot \eta_0 / r_k - F_{\psi}}{M_a + (4 \cdot I_k + (I_e \cdot u_{КП}^2 \cdot \eta_{КП} + I_{ЭМ}) \cdot u_0^2 \cdot \eta_0) / r_k^2}, \quad (1)$$

где: V – скорость автомобиля; T – крутящие моменты; u – передаточные числа; η – КПД; r_k – радиус колеса; F_{ψ} – сумма сил сопротивления движению; M_a – масса автомобиля; I – моменты инерции. Индексы: e – ДВС; $КП$ – коробка передач; $ЭМ$ – электромашин; 0 – главная передача.

Вторым компонентом динамической модели является уравнение баланса энергии в буферном накопителе:

$$E_{буф} = \eta_{буф,зар} \cdot \eta_{ЭМ,ген} \cdot \int P_{ЭМ,мех,ген} \cdot dt - \frac{\int P_{ЭМ,мех,тяг} \cdot dt}{\eta_{ЭМ,тяг} \cdot \eta_{буф,разр}}, \quad (2)$$

где: $E_{буф}$ – количество энергии в накопителе; $\eta_{буф}$ – КПД накопителя; $\eta_{ЭМ}$ – КПД электромашин; $P_{ЭМ,мех}$ – мощность на валу электромашин. Дополнительные индексы соответствуют: для накопителя: $зар$ – режиму зарядки; $разр$ – режиму разрядки; для электромашин: $ген$ – генераторному режиму; $тяг$ – режиму электротяги.

Первое слагаемое уравнения (2) – это энергия, запасаемая в накопителе при работе электромашин в режиме генератора, а второе – энергия, забираемая из накопителя при работе электромашин в режиме электромотора.

Модели компонентов КЭУ, как было сказано выше, представляют собой статические характеристики.

4. Динамическое программирование

Задача оптимального управления заключается в том, чтобы перевести модель исследуемой системы из начального состояния в конечное, руководствуясь определенным критерием качества. Для поиска сбалансированного сочетания экологических и топливно-экономических характеристик гибридного автомобиля целесообразно использовать критерий качества, представляющий собой целевую функцию F в виде взвешенной суммы массы израсходованного за время движения топлива и масс вредных веществ в отработавших газах:

$$F = \sum_{t=0}^{N-1} L(x(t), u(t)) = \sum_{t=0}^{N-1} Q(t) + \sum_{t=0}^{N-1} \alpha \cdot mNO_x(t) + \sum_{t=0}^{N-1} \beta \cdot mCH(t) + \sum_{t=0}^{N-1} \gamma \cdot mCO(t), \quad (3)$$

где: t – шаг по времени дискретной модели исследуемой системы; N – длительность движения, измеренная в шагах по времени; x – вектор переменных состояния модели; u –

вектор переменных управления; Q – масса топлива, израсходованного на текущем шаге; m – массовый расход компонента отработавших газов на текущем шаге; α, β, γ – весовые коэффициенты для вредных веществ.

Алгоритм ДП должен найти управление, которое минимизирует целевую функцию в ездовом цикле.

Динамическая модель (1) и (2) содержит две переменные состояния: скорость автомобиля и количество энергии в накопителе. При движении в ездовом цикле скорость задана операционной картой цикла. Таким образом, остается только одна переменная состояния, которую можно свободно изменять (в пределах области допустимых значений), чтобы минимизировать целевую функцию, – это энергия батареи. Обычно для ее оценки используется степень зарядки накопителя, которую часто обозначают англоязычной аббревиатурой SOC (State of Charge) и измеряют в процентах или десятичной дробью, находящейся в пределах от 0 до 1.

В качестве управления, которое изменяет состояние модели, выбрана мощность электрической машины. Если коробка передач в КЭУ автоматизирована, то появляется вторая управляющая переменная – выбранная передача.

Перевести систему из одного состояния в другое можно бесконечным количеством путей, однако в таком виде задача не может быть решена на ЭВМ. Реализация поиска на ЭВМ требует перехода от непрерывной задачи к дискретной. Для этого необходимо разбить временной промежуток ездового цикла и область допустимых значений переменной состояния SOC на конечное число шагов. В результате получается сетка, каждый узел которой характеризуется моментом времени и значением SOC. Выбор некоторого управления переводит систему из одного узла-состояния в другой. Чем меньше шаги сетки, тем точнее можно определить состояние системы и тем больше становится узлов в сетке, что, в свою очередь, увеличивает время поиска.

Алгоритм поиска оптимального управления методом динамического программирования основан на принципе оптимальности, который был сформулирован создателем ДП Р. Беллманом [1], [2]: *оптимальное управление в любой момент времени не зависит от предыдущих состояний системы и определяется только ее текущим состоянием и целью управления.*

Из принципа оптимальности следует, что в каждом состоянии системы управление должно выбираться, во-первых, без учета прошлых состояний, а во-вторых, таким образом, чтобы последовательность состояний, начинающаяся с текущего и заканчивающегося последним, привела систему к цели управления (к минимизации целевой функции). Принцип оптимальности можно назвать дальновидным планированием. В случае дискретной задачи каждый шаг планируется с учетом всех будущих шагов.

Существует один шаг, который можно планировать без учета будущего. Очевидно, что это последний шаг. На нем можно выбрать управление так, чтобы достичь минимума целевой функции на этом шаге. Согласно принципу оптимальности, на предпоследнем шаге управление должно быть таким, чтобы *вместе с последним шагом* (на котором управление уже выбрано) достичь минимума целевой функции. Шаг, предшествующий предпоследнему, должен учитывать результаты предпоследнего и последнего шагов, вместе взятых. Таким образом, принцип оптимальности реализуется при разворачивании процесса от конца к началу.

Продemonстрируем использование алгоритма ДП на примере. Для этого рассмотрим фрагмент сетки (рисунок 2), на которой в горизонтальном направлении отложены шаги по времени, а вертикальном – шаги переменной состояния. Допустим, заданное конечное состояние системы достигается в узле В. В предыдущем состоянии система может находиться в одном из узлов D, F, G. Последний шаг должен перевести ее из этого состояния в узел В. Если система находилась в узле D, то последнему шагу соответствует вектор DB. Аналогично обозначаются переходы из двух других узлов: FB, GB. Для этих переходов записывается значение управления, необходимого для совершения перехода, и изменение целевой функ-

ции при этом переходе.

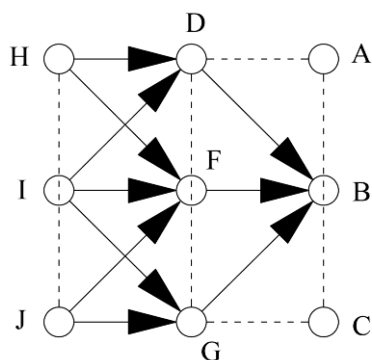


Рисунок 2 – К алгоритму динамического программирования

В состоянии, предшествующем предпоследнему, система могла находиться в одном из узлов H, I или J. Однако из этих узлов на предпоследнем шаге она могла переместиться либо в узел D, либо в F, либо в G. Появляются альтернативы. Какой переход выбрать, например, из узла H – HD или HF? Для ответа на этот вопрос воспользуемся принципом оптимальности. Предпоследний шаг должен быть таким, чтобы он *вместе с последним* давал минимум целевой функции. То есть сравнивать изменение целевой функции надо не на альтернативных шагах HD и HF, а на альтернативных путях HDB и HFB. Тот из них, который дает ее наименьшее значение, и следует выбирать. Такую же процедуру необходимо применить для узлов I и J. Выбирая шаги таким образом, алгоритм поиска движется от конца исследуемого процесса к его началу. В результате получаются так называемые *условно-оптимальные* пути (т.е. оптимальные пути, например, из H в B, из I в B и из J в B), из которых надо выбрать один оптимальный, который дает наименьшее значение целевой функции.

Следует сделать одно замечание относительно двух управлений, выбранных для модели КЭУ. Мощность электромашины используется в алгоритме программы поиска в соответствии с общей идеологией ДП – переходом от следствия к причине. То есть исходным пунктом является не управляющее воздействие, которое изменяет состояние системы, а, наоборот, изменение состояния системы, исходя из которого рассчитывается управление, которое вызвало это изменение. Применительно к модели КЭУ это осуществляется так: сначала рассчитывается изменение переменной состояния SOC (как разность между SOC в рассматриваемом в данный момент узле сетки и SOC в предыдущем состоянии системы), а затем дифференцирование SOC дает мощность, которую развивает электромашина, чтобы вызвать это изменение. Управление коробкой передач используется иначе. Оно не связано с изменением SOC. Возможность выбора разных передач увеличивает количество рабочих точек ДВС, которые в сочетании с уже рассчитанной рабочей точкой электромашины обеспечивают заданный цикл режим движения автомобиля.

Поиск оптимального управления методом ДП был реализован на ЭВМ в среде MATLAB/Simulink. Модель движения автомобиля с КЭУ была построена в Simulink. Алгоритм поиска условно-оптимальных управлений был реализован в виде программного кода MATLAB и встроен в модель Simulink. Преимуществом использованного программного обеспечения в поиске управлений методом ДП является то, что и MATLAB и Simulink оптимизированы для матричных вычислений. Использование матриц позволяет обрабатывать не одно состояние системы, а сразу всю сетку переменной состояния, что существенно ускоряет процесс поиска. Кроме того, перед началом поиска модель MATLAB/Simulink компилируется в исполняемый файл с помощью системы Real-Time Workshop. Это позволяет увеличить скорость вычислений в 8...10 раз.

5. Результаты исследований

В данном разделе представлены те результаты проведенных исследований, которые представляют наибольший интерес. Это результаты поиска оптимального управления КЭУ по критериям минимизации расхода топлива и выбросов вредных веществ с меняющимися весовыми коэффициентами для каждого слагаемого целевой функции (3) [4], а также резуль-

таты исследования влияния количества используемых передач в автоматической трансмиссии на энергоэффективность КЭУ [3].

Во всех проведенных исследованиях одним из ограничений области поиска оптимальных управлений являлось условие равенства SOC в начале и в конце ездового цикла. Это условие обычно называется обеспечением баланса энергии в накопителе. Его выполнение необходимо для того, чтобы корректно сравнивать результаты поисков управлений [3].

На рисунке 3 показан процесс изменения оптимального управления КЭУ в цикле ECE15, отражающий изменяющиеся приоритеты в целевой функции (исследовался автомобиль полной массой 3,5т с бензиновым ДВС мощностью 105 кВт и электромашиной мощностью 65 кВт).

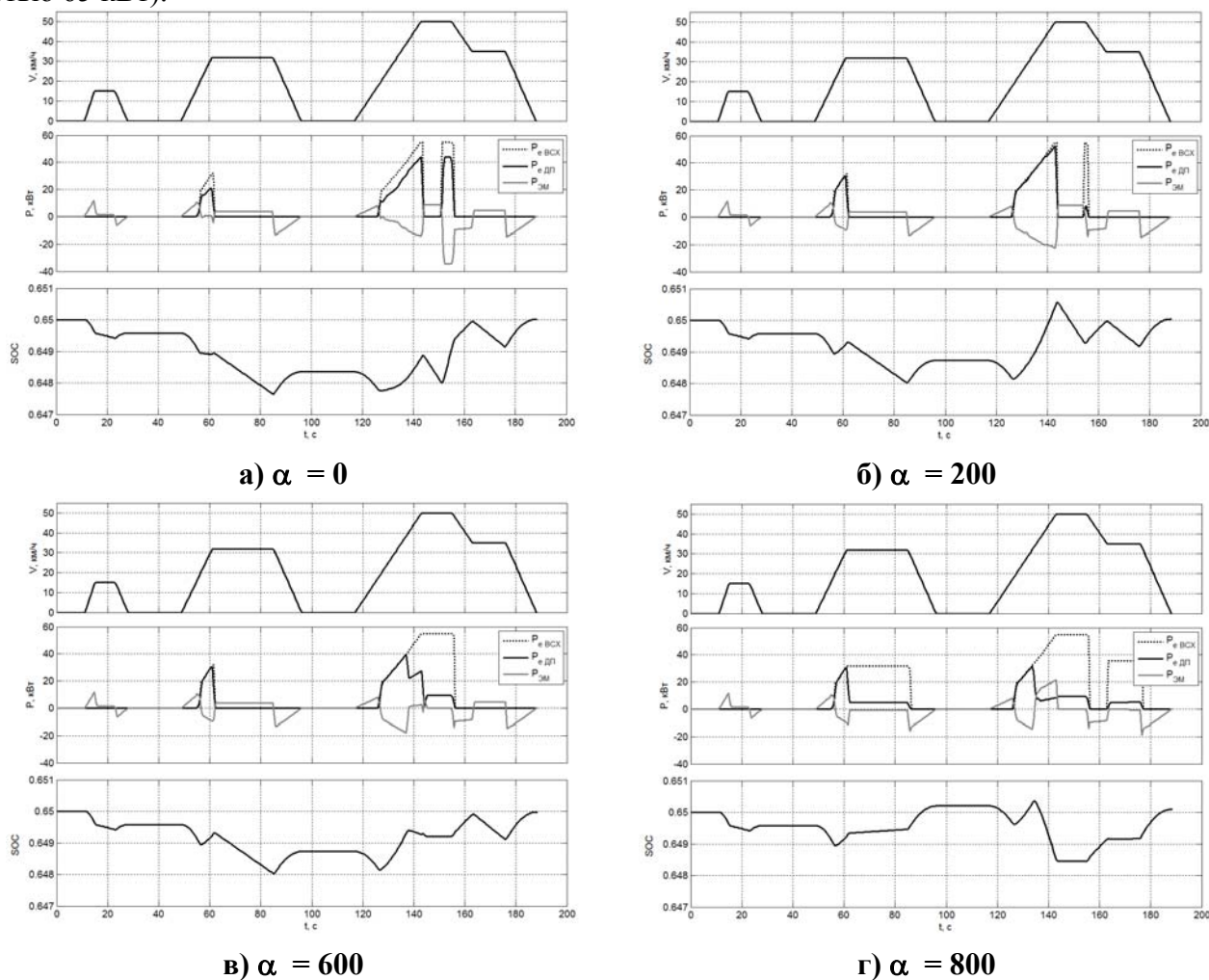


Рисунок 3 – Изменение оптимального управления ГСУ, обусловленное изменением весового коэффициента NO_x (α) в целевой функции

Первый поиск (рисунок 3а) был проведен только с одним критерием – минимальным расходом топлива в цикле. Расчетный путевой расход топлива Q гибридного автомобиля составил 45% от расчетного путевого расхода базового автомобиля (рисунок 4).

Далее был проведен анализ величин вредных выбросов.

По углеродсодержащим веществам (СО и СН) были получены значительные снижения выбросов по сравнению с базовым автомобилем (на рисунках не показаны пороговые значения норм Евро-3,4,5 по этим выбросам, поскольку они находятся значительно выше значений выбросов как автомобиля с КЭУ, так и базового автомобиля). Однако, несмотря на то, что гибридный автомобиль израсходовал в два раза меньше топлива, чем базовый, выбросы оксидов азота практически не снизились и остались на уровне норм Евро 3. Объясняется это тем, что при большой нагрузке ДВС удельный расход топлива снижается, а удельные выбросы NO_x , наоборот, увеличиваются. В этой связи оксиды азота были приняты наряду с расхо-

дом топлива критическим компонентом в целевой функции, и была проведена дополнительная серия прогонов программы с увеличением весового коэффициента при NO_x (рисунок 3 б, в, г). В результате было получено снижение выбросов оксидов азота с пропорциональным повышением путевого расхода (рисунок 4). В результате проведенной оптимизации управления моделью КЭУ гибридный автомобиль сохранил большое преимущество по топливной экономичности (экономия 40%) и повысил свой экологический класс с 3-го до 5-го.

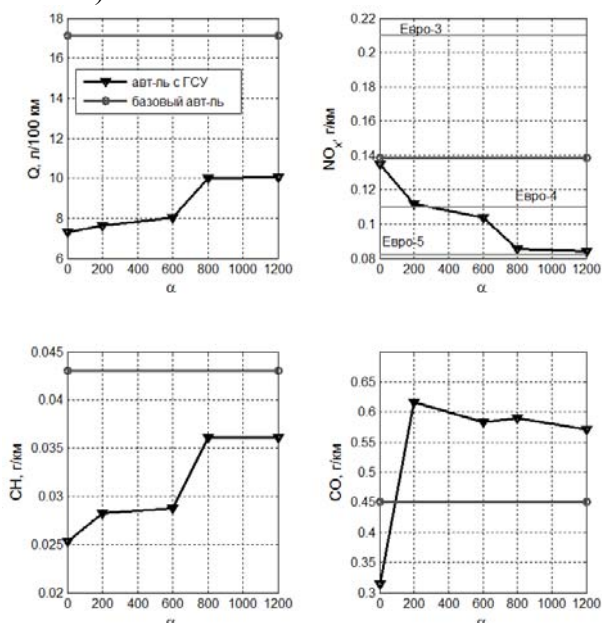


Рисунок 4 – Результаты поиска оптимального управления ГСУ при разных весовых коэффициентах (α) для NO_x

Цикл FUDS был использован для того, чтобы оценить эффект от увеличения числа используемых передач в КП с одной до трех (исследовался автомобиль полной массой 2,2 т с бензиновым ДВС мощностью 72 кВт и электромашинной мощностью 35 кВт). Сначала был проведен поиск оптимального управления с использованием только 3-й передачи в гибридном режиме, а затем повторный поиск, но уже с возможностью выбора между 2-й, 3-й и 4-й передачами. Результаты показаны на рисунке 5.

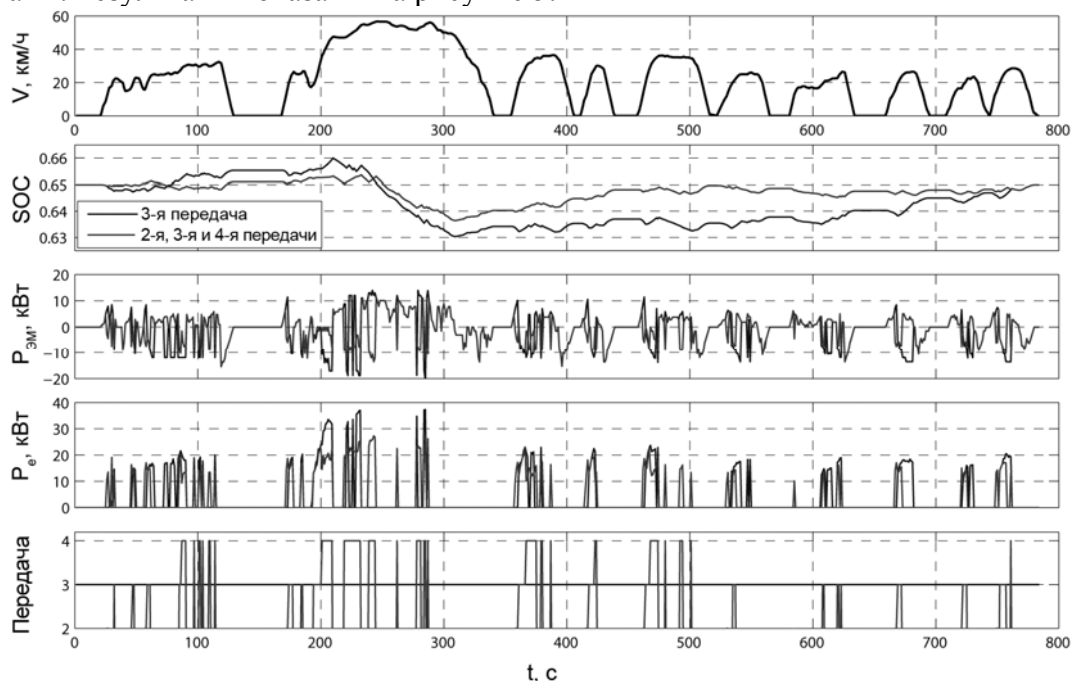


Рисунок 5 – Результаты поиска оптимального управления ГСУ в ездовом цикле FUDS с разным числом используемых передач автоматической КП

Поиск оптимального управления показал, что увеличение числа используемых передач снижает путь расход топлива на 7,2%, что является существенным резервом энергоэффективности. Экономия достигается за счет оптимизации режимов работы КЭУ как системы. Средняя мощность ДВС в цикле снизилась на 14,7% (с 19,5 кВт до 16,6 кВт), а максимальная мощность – на 26,9% (с 37,3 кВт до 27,3 кВт). Батареи стали заряжаться меньшей мощностью, но чаще, и при этом увеличился КПД электрического пути передачи энергии. График SOC на рис. 5 наглядно демонстрирует уменьшение энергопотока по электрическому пути: использование трех передач вместо одной значительно сокращает амплитуду изменения SOC (с 0,03 до 0,017, т.е. на 41,6%).

Выводы

Наличие динамического программирования в инструментарию разработки и исследования КЭУ дает новый подход к созданию стратегий управления для них. Он состоит в том, чтобы выявить оптимальное управление силовой установкой. Подчеркнем, что оптимальное управление не создается разработчиками КЭУ, оно является ее свойством, которое обусловлено ее структурой, составом и характеристиками компонентов. Оптимальное управление выявляется в виде рабочих точек компонентов КЭУ, которые динамическое программирование находит при имитации движения автомобиля в ездовых циклах. Полученные точки можно затем анализировать различными математическими методами: строить их распределения, зависимости оптимальных режимов работы компонентов от таких параметров, как скорость автомобиля или мощность, требуемая для движения [3] и т.д. Важно отметить, что ДП дает не готовую стратегию управления, его результаты следует использовать как основу для создания оптимизированных алгоритмов и законов управления, которые будут использоваться в контроллере КЭУ. Алгоритм ДП не может быть использован непосредственно в контроллере, поскольку процесс поиска оптимального управления долгий и ресурсоемкий.

На начальном этапе создания КЭУ перед разработчиками стоят задачи выбора ее схемы и компонентного состава. Как правило, решение этих задач подразумевает сравнение разных схем и вариантов КЭУ. Очевидно, что сравнение это может быть только расчетно-теоретическим. Критериями сравнения обычно являются топливно-экономические и экологические свойства автомобиля, которые обеспечивает ему та или иная КЭУ. Однако для того чтобы оценивать эти свойства, надо знать, как управлять КЭУ, а стратегий управления на этом этапе работ, разумеется, нет. В этом случае ДП оказывается незаменимым инструментом сравнения, ведь оно не опирается ни на какие стратегии – оно само их находит, причем только с помощью математических методов поиска, что обеспечивает объективность сравнения и освобождает разработчиков КЭУ от необходимости придумывать стратегии управления специально для целей сравнения (тем более что такие ad-hoc стратегии могут быть очень далеки от оптимальных, и ценность сравнения КЭУ с их использованием становится сомнительной).

В данной статье представлены результаты работы, выполненной при финансовой поддержке Министерства образования и науки РФ в рамках ГК № 16.516.11.6062 от «28» апреля 2011 г.

Литература

1. Беллман Р., Дрейфус С. Прикладные задачи динамического программирования. М. «Наука», 1965 г.
2. Вентцель Е.С. Элементы динамического программирования. М. «Наука», 1961 г.
3. Куликов И.А. Динамическое программирование как инструмент теоретического исследования силовой установки гибридного автомобиля. Журнал Автомобильных инженеров, №4 (63) 2010 г., №5 (64) 2010 г.
4. Куликов И.А., Селифонов В.В., Филонов А.И. Поиск оптимального управления гибридной силовой установкой автомобиля по критерию баланса его экологических и топливно-экономических свойств. Известия МГТУ «МАМИ» №2 (10) 2010 г.
5. Николаенко А.В., Бахмутов С.В., Селифонов В.В., Павлушков Б.Э., Филонов А.И., Благушко Я.В., Баулина Е.Е., Куликов И.А., Карпухин К.Е., Данилин М.Ф. Комбинированная

энергетическая установка транспортного средства (варианты). Патент (изобретение) РФ №2009141549 от 27. 07. 2011г.

6. Селифонов В.В., Карпухин К.Е., Филонов А.И., Баулина Е.Е., Авруцкий Е.В. Гибридные автомобили – решение экологической проблемы автомобильного транспорта. Известия МГТУ «МАМИ», №2 (4) 2007 г.

Методика создания «интеллектуальной» системы автоматического адаптивного управления трансмиссией многоприводной колесной машины

к.т.н. проф. Лепешкин А.В.

Университет машиностроения
(495) 223-05-23, доб. 1426, lep@mami.ru

Аннотация. В статье представлены итоги научных исследований, выполненных по Государственному контракту, а также предложенная научно обоснованная методика создания «интеллектуальной» системы автоматического адаптивного управления трансмиссией многоприводной колесной машины.

Ключевые слова: многоприводные колесные машины, индивидуальный привод ведущих колес, методика разработки СААУ трансмиссии.

В данной статье приведены данные научных исследований, полученные при выполнении Государственного контракта № П1131 от 02.06.2010 на поисковые научно-исследовательские работы для государственных нужд по заданию Министерства образования и науки РФ на 2010 – 2012 г.г. в рамках ФЦП «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России» на 2009 – 2013 годы.

Целью проекта являлась разработка теоретических основ проектирования системы автоматического адаптивного управления бесступенчатой трансмиссией с индивидуальным приводом ведущих колес многоосной многоприводной машины, обеспечивающей снижение потерь на ее движение и уменьшение разрушающего воздействия на почву.

В соответствии с заданием на выполнение проекта в 2010, 2011 и 2012 годы в результате научных исследований выполнено: на первом этапе «Аналитический обзор научных информационных источников по принципам построения и конструкциям известных систем автоматического адаптивного управления для регулируемых трансмиссий многоприводных колесных машин» и «Обоснование предлагаемого варианта направления исследований»; на втором этапе «Аналитический обзор используемых критериев оценки эффективности многоприводных колесных машин и разработка новых» и «Оценка эффективности применения существующих и предлагаемых критериев с точки зрения использования их при проектировании системы автоматического адаптивного управления трансмиссией многоприводной колесной машины»; на третьем этапе «Поиск закономерностей, выполнение которых обеспечивает максимальную эффективность многоприводной колесной машины с идеальной трансмиссией в различных условиях эксплуатации» и «Формулирование законов регулирования распределения мощности приводами трансмиссии между колесами машины для использования в системе автоматического адаптивного управления»; на четвертом этапе «Разработка структуры системы автоматического адаптивного управления трансмиссией многоприводной колесной машины, реализующей предложенные законы регулирования» и «Проверка эффективности использования полученных законов на многоприводной колесной машине с идеальной трансмиссией»; на пятом этапе «Определение влияния типа приводов, используемых в трансмиссии многоприводной колесной машины, и потерь энергии в них на законы регулирования распределением мощности приводами трансмиссии между колесами машины» и «Экспериментальная проверка адекватности разработанной математической модели движения многоприводной колесной машины с гидрообъемной трансмиссией»; на шестом этапе «Проверка эффективности использования предлагаемой системы автоматического адаптивного управления трансмиссией многоприводной колесной машины в общем случае ее движения» и «Обобщение и оценка результатов проведенных исследований. Формулирование

научно обоснованной методики создания систем автоматического адаптивного управления трансмиссией многоприводной колесной машины».

Полученные результаты проведенного аналитического обзора [1, 3] показали, что запланированные научные исследования в рамках настоящего проекта являются весьма перспективными и соответствуют выявленному современному международному уровню развития рассматриваемых технических систем, позволили обосновать предложенный вариант направления научных исследований в рамках данного проекта, а также подтвердить возможность достижения запланированных ожидаемых результатов исследований.

Анализ известных критериев оценки эффективности колесных машин показал, что воспользоваться ими при теоретическом обосновании методов проектирования систем автоматического адаптивного управления трансмиссиями многоприводных колесных машин и их оптимизации является весьма проблематичным. Поэтому для этой цели было предложено использовать интегральный коэффициент K_N эффективности реализации мощности двигателя самоходной машины ее трансмиссией и колесным движителем. Проведенный анализ [2, 3] показал его преимущества по сравнению с другими известными критериями.

Проведенные исследования разработанной математической модели установившегося прямолинейного движения автопоезда с активизированным прицепным звеном [3] без учета потерь в трансмиссии подтвердили известный вывод о том, что в изменяющихся условиях движения для обеспечения максимальной энергоэффективности колесной машины распределение мощности между ведущими колесами тягача и прицепа должно соответствующим образом изменяться. Использование же интегрального энергетического показателя K_N с целью выявления режимов работы рассматриваемого автопоезда, соответствующих максимальному его значению, позволило определить значения параметров, обеспечивающие оптимальное с этой точки зрения распределение мощности между ведущими колесами машины, и найти между ними графическую взаимозависимость [3].

В результате анализа данных, полученных при математическом моделировании, сформулированы законы регулирования для использования в СААУ привода ведущих колес прицепа рассматриваемого автопоезда [3], обеспечивающие работу его трансмиссии на оптимальном режиме. На их основе предложена структура [4] системы автоматического адаптивного управления трансмиссией многоприводной колесной машины, а также проведена проверка эффективности использования полученных законов на разработанной математической модели движения рассматриваемого автопоезда.

Для оценки влияния типа привода, использующегося в трансмиссии полноприводных колесных машин, на требования, предъявляемые к разрабатываемой системе автоматического адаптивного управления этих трансмиссий, были разработаны математические модели движения трехосного полноприводного автомобиля «Гидроход-49061» с ГОТ ведущих колес [5] и опытного образца четырехосного полноприводного специального шасси БАЗ-6910Э с индивидуальным регулируемым электрическим приводом ведущих колес [6], работающих в условиях недеформируемой опорной поверхности.

Анализ полученных результатов математического моделирования движения трехосного полноприводного автомобиля «Гидроход-49061» с ГОТ ведущих колес в условиях недеформируемой опорной поверхности и его испытаний показал:

- 3) разработанная математическая модель достаточно хорошо отражает процессы, сопровождающие движение рассматриваемого автомобиля по недеформируемому основанию;
- 4) разработанная математическая модель позволяет оценивать эффективность реализации мощности, снимаемой с вала двигателя, для движения рассматриваемого автомобиля, а также эффективность работы ГОТ автомобиля и каждого входящего в нее гидропривода;
- 5) благодаря этому разработанная модель может быть использована для проведения исследований, посвященных разработке элементов теории распределения мощности в гидрообъемной трансмиссии для системы управления полноприводным ав-

томобилем «Гидроход-49061», обеспечивающей максимальные тягово-энергетические показатели машины;

- б) сравнение результатов математического моделирования с данными проведенных экспериментальных исследований, а также проведенная оценка относительных среднеквадратических отклонений контролируемых величин подтверждают адекватность разработанной математической модели в рассматриваемых дорожных условиях.

Анализ полученных результатов математического моделирования опытного образца четырехосного полноприводного специального шасси БАЗ-6910Э с индивидуальным регулируемым электрическим приводом ведущих колес в условиях недеформируемой опорной поверхности показал:

- 1) разработанная математическая модель достаточно хорошо отражает процессы, сопровождающие движение рассматриваемого автомобиля по недеформируемому основанию;
- 2) существующая система управления электротрансмиссией в случае небольших различий по условию работы ведущих колес автомобиля практически не требует корректировки;
- 3) в случае, когда движение исследуемого автомобиля характеризуется существенным различием условий работы ведущих колес, желательно в системе управления ЭТ предусмотреть корректирующую цепь, обеспечивающую блокировку возможности раскручивания ведущего колеса, работающего в условиях плохого сцепления с опорной поверхностью;
- 4) полученные результаты математического моделирования хорошо согласуются с данными проведенных экспериментальных исследований опытного образца четырехосного полноприводного специального шасси БАЗ-6910Э.

Проведенные исследования разработанных математических моделей, а также результаты проведенных экспериментальных исследований указанных полноприводных автомобилей доказали адекватность этих математических моделей [7]. На основании этого был сделан вывод о том, что эти математические модели могут быть рекомендованы для использования при проведении дальнейших исследований с целью получения корректирующих алгоритмов для систем автоматического адаптивного управления трансмиссиями рассматриваемых автомобилей.

Одним из результатов исследований является вывод о том, что при движении исследуемого автомобиля «Гидроход-49061» с ГОТ ведущих колес по недеформируемому основанию возникновение различий в условиях работы трех гидроприводов, входящих в ГОТ, приводит к циркуляции мощности в трансмиссии, что естественно ухудшает тягово-энергетические показатели автомобиля. Причем причиной возникновения этих различий может быть как погрешность системы управления ГОТ, так и изменения условий качения ведущих колес соответствующих осей автомобиля.

Для компенсации возникающих рассогласований предложено в САУ ГОТ включить корректирующие цепи [8], которые следует рассматривать как систему адаптации ГОТ к условиям движения автомобиля. Эти корректирующие цепи в процессе движения машины должны обеспечивать необходимое изменение параметров регулирования рабочих объемов насосов и гидромоторов, используя для этой цели данные по следующим двум контролируемым величинам: перепаду давления на основном насосе i -го гидропривода и угловой скорости вращения j -го ведущего колеса i -ой оси автомобиля.

Анализ проведенных исследований разработанной математической модели движения трехосного полноприводного автомобиля «Гидроход-49061» с ГОТ ведущих колес в условиях недеформируемой опорной поверхности, дополненной уравнениями, характеризующими работу САУ трансмиссии, указывает на то, что при работе предложенных корректирующих цепей системы управления ГОТ [8] в моделируемом случае продольная скорость движения автомобиля, а соответственно, и полезная мощность, необходимая для его движения, прак-

тически не изменялись, тогда как потребляемая ГОТ от двигателя мощность уменьшилась. Обусловлено это тем, что в результате выполненной коррекции была практически ликвидирована имевшаяся в трансмиссии циркуляция мощности, снизились значения передаваемых в ней нагрузок, а значит, уменьшились потери.

В итоге после коррекции:

- потребляемая ГОТ от двигателя мощность уменьшилась с 29,1 кВт до 27,2 кВт, снижение составляет около 2 кВт или на ~ 7 %;
- расчетное увеличение показателя эффективности автомобиля составило ~3,4 %.

Таким образом, упомянутые выше корректирующие алгоритмы, предлагаемые для использования в СААУ ГОТ, позволят в процессе движения рассматриваемого автомобиля компенсировать возникающую в его трансмиссии циркуляцию мощности, а значит, улучшить тягово-энергетические показатели рассматриваемого автомобиля, снизить нагрузки в трансмиссии и, следовательно, увеличить срок службы ее агрегатов.

Анализ проведенных исследований математической модели опытного образца четырехосного полноприводного специального шасси БАЗ-6910Э с индивидуальным регулируемым электрическим приводом ведущих колес в условиях недеформируемой опорной поверхности, дополненной уравнениями, характеризующими работу СААУ электрической трансмиссии предлагаемой конструкции, показал эффективность такой СААУ. Результатом использования модернизированного закона регулирования СААУ при переезде рассматриваемым автомобилем синусоидального препятствия является не только уменьшение степени снижения величины продольной скорости автомобиля по сравнению с тем, что получалось без использования системы стабилизации, но и существенное уменьшение раскрутки ведущих колес автомобиля в моменты их отрыва от опорной поверхности. Очевидно, что при этом в меньшей степени будут сказываться и связанные с ними негативные явления, а именно: непроизводительные затраты энергии, реализуемой через ЭТ для движения автомобиля, и повышенный износ шин, обусловленный повышенным буксованием раскрученного ведущего колеса, возникающим в момент его контакта с опорной поверхностью.

Таким образом, предложенный закон регулирования СААУ [9] позволяет решить задачу повышения эффективности работы рассматриваемого автомобиля с ЭТ индивидуального привода его ведущих колес в условиях переезда им через единичное синусоидальное препятствие, а также в других подобных случаях эксплуатации.

На основании полученных результатов исследований предложен способ автоматического адаптивного управления бесступенчатой трансмиссией многоприводного транспортного средства [10], разработаны устройство автоматического адаптивного управления бесступенчатой гидрообъемной трансмиссией многоприводного колесного транспортного средства [11] и устройство автоматического адаптивного управления бесступенчатой электрической трансмиссией многоприводного колесного транспортного средства [12], на которые получены соответствующие патенты РФ.

Анализ работы ведущих колес многоприводной колесной машины, оснащенной предлагаемой «интеллектуальной» СААУ, позволил сделать вывод о существенном снижении разрушающего воздействия на грунт такой машины [13].

Результаты проведенных научных исследований разработанных математических моделей движения многоприводных колесных машин с бесступенчато-регулируемыми трансмиссиями их ведущих колес позволяют сформулировать научно обоснованную методику создания для таких трансмиссий «интеллектуальной» системы автоматического адаптивного управления. Эта методика по нашему мнению должна включать в себя следующие работы, последовательно выполняемые еще на этапе проектирования подобных транспортных средств повышенной проходимости.

1-й этап. Разработка математической модели движения проектируемой многоприводной колесной машины.

Эту математическую модель рекомендуется вначале создать для анализа движения рассматриваемой машины в условиях недеформируемой опорной поверхности. Обусловлено это

тем, что математическое описание взаимодействия эластичного колеса с недеформируемой опорной поверхностью в настоящее время более надежно, дает стабильные результаты и достаточно точно позволяет оценить потери энергии, возникающие при этом.

Исключение из рассмотрения более сложно описываемых процессов, сопровождающих качение эластичных колес по деформируемой опорной поверхности, позволяет при формулировании законов регулирования для разрабатываемой СААУ сосредоточиться на том, чтобы эти законы при управлении трансмиссией прежде всего компенсировали потребности согласования работы приводов каждого из ведущих колес машины, обусловленные как изменяющимися условиями работы ведущих колес машины, так и возможными погрешностями в работе проектируемой СААУ.

Кроме этого такой подход также позволяет оптимизировать работу трансмиссии рассматриваемой машины с точки зрения обеспечения минимума потерь на передачу энергии трансмиссией. Исходя из этого при разработке указанной математической модели следует использовать описания работы трансмиссии, позволяющие с достаточной степенью точности оценивать возникающие в ней потери на разных режимах работы.

Существенное значение при разработке математической модели проектируемого транспортного средства в ракурсе решения рассматриваемой задачи также имеет используемое описание работы источника механической энергии. С нашей точки зрения, на начальном этапе рассматриваемых работ можно ограничиться описанием внешней характеристики используемого устройства. На последующих этапах следует ожидать потребность в качественном описании и так называемых частичных его характеристик, а также характеристики минимального потребления топлива.

В качестве ориентира при разработке указанной математической модели проектируемого транспортного средства могут рассматриваться наработки, полученные в рамках выполнения настоящего проекта [3, 5, 6 и др.].

2-й этап. Исследование разработанной математической модели с целью формулирования законов регулирования трансмиссией проектируемого транспортного средства для их использования в разрабатываемой СААУ.

Вначале эти исследования следует выполнить для прямолинейного движения машины как при установившемся движении, так и при разгоне.

При моделировании рекомендуется выбирать различные условия движения машины от самых легких (ровная горизонтальная дорога) до максимально тяжелых (движение на подъем и т.п.).

Из всего многообразия получающихся вариантов движений машины в данных условиях выбирается оптимальный режим ее работы с точки зрения обеспечения максимальной энергоэффективности. В качестве критерия для оценки энергоэффективности машины рекомендуется использовать предложенный в работе [3] коэффициент эффективности преобразования потребляемой энергии трансмиссией машины и ее двигателем в работу по ее движению.

Выявленные взаимозависимости параметров, характеризующих движение проектируемой машины на оптимальных режимах, используются при формулировании законов регулирования СААУ. Для этой цели рекомендуется использовать методику [3], разработанную при выполнении данного проекта.

3-й этап. Проверка эффективности сформулированных законов регулирования трансмиссией проектируемой машины на разработанной математической модели в разных эксплуатационных режимах.

На этой стадии рекомендуется использовать математические модели, позволяющие проверить эффективность СААУ как при прямолинейном движении проектируемой машины по недеформируемой опорной поверхности, так и при ее движении по криволинейной траектории, а также при переезде машины через различные неровности на дороге и при ее движении в условиях деформируемой опорной поверхности.

Выявленные при этом недочеты в работе СААУ предлагается компенсировать путем включения специальных корректирующих алгоритмов, эффективность которых проверяется

путем повторного моделирования соответствующего режима движения проектируемой машины.

Кроме стремления к максимальной энергоэффективности машины, одним из главных критериев при этом следует признать способность создаваемой СААУ компенсировать возможную циркуляцию мощности в трансмиссии, вызванную разными факторами сопровождающими эксплуатацию проектируемой многоприводной машины.

4-й этап. Экспериментальная проверка полученных в результате математического моделирования законов регулирования.

Для этой цели должен использоваться специально созданный опытный образец проектируемого транспортного средства, снабженный СААУ, обладающей расширенными возможностями в плане подбора различных вариантов значений коэффициентов обратных связей, коэффициентов чувствительности и зон нечувствительности каналов управления.

При этом обязательным следует признать необходимость проведения эксперимента, позволяющего оценить адекватность разработанной математической модели проектируемой машины. Если при этом выявлена существенная ее погрешность, то после соответствующей ее коррекции следует проверить справедливость данных, полученных на 2-м и 3-м этапах работы.

5-й этап. Проведение ресурсных испытаний.

Этот этап рекомендуется проводить с целью определения корректирующего алгоритма, призванного компенсировать влияние износа элементов трансмиссии транспортного средства на сформулированный закон регулирования, использующийся в разрабатываемой СААУ.

Необходимость таких исследований обусловлена тем, что наличие такого алгоритма позволит существенно продлить эффективную работу регулируемой трансмиссии на проектируемом транспортном средстве, а значит, повысит его окупаемость в процессе эксплуатации.

Для этого в течение ресурсных испытаний накапливаются сведения об изменении характеристик элементов трансмиссии транспортного средства в процессе его эксплуатации и оценивается влияние этих изменений на выявленные ранее взаимозависимости рабочих параметров, соответствующих оптимальным режимам работы проектируемой машины. Эту оценку, в частности, рекомендуется проводить с использованием разработанной математической модели проектируемого транспортного средства по предлагаемой методике после коррекции этой модели, добиваясь ее адекватности характеристикам машины на рассматриваемом этапе жизненного цикла.

Очевидно, что для обеспечения реализации в СААУ такой коррекции законов регулирования трансмиссией проектируемой машины должна быть разработана специальная система диагностических тестов, на основании результатов которых и проводится указанная коррекция.

Создаваемая по этой методике СААУ, в соответствии с результатами проведенных исследований, должна способствовать улучшению тягово-энергетических показателей многоприводных колесных машин повышенной проходимости при их движении как в условиях бездорожья, так и в условиях современных дорог, имеющих качественные покрытия.

Выводы

Таким образом, научные исследования, проведенные при выполнении данного проекта, позволили теоретически обосновать предложенную методику создания «интеллектуальной» СААУ регулируемых трансмиссий с индивидуальным приводом ведущих колес, обеспечивающую снижение потерь на движение многоприводной колесной машины и уменьшение разрушающего воздействия на почву ее колесных движителей.

Литература

1. Лепёшкин А.В. Опыт использования и перспективы создания многоприводных колесных машин повышенной проходимости. М., МАМИ. Журнал «Известия МГТУ «МАМИ»», № 2 (10), 2010. с. 54-66.
2. Лепешкин А.В. Критерии оценки энергоэффективности многоприводных колесных ма-

- шин. - М., «Автомобильная промышленность», 2010, № 10, с. 19-23.
3. Лепешкин А.В. Методика разработки СААУ трансмиссий многоприводных колесных машин. Монография. Издательство «LAP LAMBERT Academic Publishing GmbH & Co. KG» (Германия). 2011. 102 с. ISBN 978-3-8454-3161-1.
 4. Лепешкин А.В. Структура системы автоматического адаптивного управления бесступенчатой трансмиссией многоприводного транспортного средства. М., МАМИ. Научный рецензируемый журнал Известия МГТУ «МАМИ», № 1 (11), 2011. с. 51-59.
 5. Лепешкин А.В. Математическая модель движения автомобиля «Гидроход-49061» с гидрообъемной трансмиссией в условиях недеформируемой опорной поверхности. Свидетельство о регистрации электронного ресурса ОФАП № 16157 от 06.09.2010.М., ВНИИЦ, 2010, № 50201001473.
 6. Лепешкин А.В. Математическая модель движения опытного образца четырехосного полноприводного специального шасси БАЗ-6910Э с индивидуальным регулируемым электрическим приводом ведущих колес в условиях недеформируемой опорной поверхности. Свидетельство о регистрации электронного ресурса ОФАП № 18459 от 17.07.2012. М., ВНИИЦ, 2012, № 50201251014.
 7. Курмаев Р.Х., Лепешкин А.В. Повышение точности математической модели движения колесной машины на основании использования результатов ее испытаний. Известия МГТУ «МАМИ». Научный рецензируемый журнал. – М., МГТУ «МАМИ», № 1 (7), 2009, с. 46-56.
 8. Бахмутов С.В., Шухман С.Б., Лепешкин А.В., Курмаев Р.Х. Корректирующие алгоритмы для системы управления гидрообъемной трансмиссией полноприводного АТС при прямолинейном его движении. Журнал «Автомобильная промышленность», 2010, № 1, с. 14-18.
 9. Кулаков Н.А., Лепешкин А.В., Черанёв С.В. Теоретическое обоснование требований к системе автоматического адаптивного управления электротрансмиссией полноприводного четырехосного автомобиля с индивидуальным приводом ведущих колес. Журнал Известия МГТУ «МАМИ». Научный рецензируемый журнал. – М., МГТУ «МАМИ», № 1(13), 2012. с. 65-71.
 10. Патент РФ на изобретение № 2397893 от 27.08.2010. Способ автоматического адаптивного управления бесступенчатой трансмиссией многоприводного транспортного средства. Авт.: С.В. Бахмутов, А.В. Лепешкин, С.Б. Шухман.
 11. Патент РФ на изобретение № 2398149 от 27.08.2010. Устройство автоматического адаптивного управления бесступенчатой гидрообъемной трансмиссией многоприводного колесного транспортного средства. Авт.: С.В. Бахмутов, А.В. Лепешкин, С.Б. Шухман., Курмаев Р.Х.
 12. Патент РФ на изобретение № 2397088 от 20.08.2010. Устройство автоматического адаптивного управления бесступенчатой электрической трансмиссией многоприводного колесного транспортного средства. Авт.: С.В. Бахмутов, А.В. Лепешкин, Н.А. Кулаков.
 13. Курмаев Р.Х., Малкин М.А. Улучшение энергетических и экологических показателей полноприводных автомобилей с гидрообъемной трансмиссией за счет оптимального построения электронной системы управления. Научный рецензируемый журнал Известия МГТУ «МАМИ». – М., МГТУ «МАМИ», № 2 (6), 2008. с. 51-56.

Сравнительный анализ последовательного и комбинированного вариантов регулирования гидрообъемной трансмиссии полноприводной колесной машины

к.т.н. проф. Лепешкин А.В.
Университет машиностроения
(495) 223-05-23, доб. 1426, lep@mami.ru

Аннотация. В статье представлены результаты исследований разработанной математической модели прямолинейного движения полноприводного трехосного

автомобиля с индивидуальным регулируемым гидрообъемным приводом ее ведущих колес, позволившие обосновать необходимость использования в СААУ гидрообъемной трансмиссии такой машины последовательный вариант ее регулирования.

Ключевые слова: многоприводные колесные машины, индивидуальный привод ведущих колес, регулируемая гидрообъемная трансмиссия, требования к СААУ гидрообъемной трансмиссии.

В данной статье приведены данные научных исследований, полученные при выполнении Государственного контракта № П1131 от 02.06.2010 на поисковые научно-исследовательские работы для государственных нужд по заданию Министерства образования и науки РФ на 2010 – 2012 г.г. в рамках ФЦП «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России» на 2009 – 2013 годы.

Необходимость в проведении исследований, результаты которых приведены в настоящей статье, обусловлена тем, что при разработке системы автоматического адаптивного управления (СААУ) гидрообъемной трансмиссии (ГОТ) полноприводной колесной машины одним из важных является вопрос о том, какой в этой СААУ следует использовать вариант регулирования ГОТ.

Из литературы известны два варианта регулирования объемных гидроприводов (ОГП) вращательного движения, содержащих два объекта регулирования: регулируемый насос и регулируемый гидромотор. К ним относятся:

- **комбинированный**, в соответствии с которым [1], по мнению авторов, для большей эффективности привода при невысоких нагрузках на валу гидромотора система регулирования ОГП после достижения требуемой частоты вращения этого вала должна согласованно уменьшать параметры рабочих объемов насоса e_n и гидромотора $e_{гм}$, оставляя неизменной величину передаточного отношения ОГП. В работе [1] утверждается, что связанное с этим возрастание давления в напорной гидролинии привода обеспечит увеличение его механического КПД, а значит, и увеличение его полного КПД;
- **последовательный**, в соответствии с которым [2] регулирование ОГП, связанное с увеличением частоты вращения вала гидромотора, всегда осуществляется в два этапа:
 - 1-й этап – при параметре регулирования гидромотора $e_{гм} = 1$ значение параметра регулирования рабочего объема насоса e_n увеличивается от 0 до 1,
 - 2-й этап – после достижения значения $e_n = 1$ дальнейшее увеличение частоты вращения вала гидромотора происходит за счет уменьшения величины параметра рабочего объема гидромотора $e_{гм}$ от 1 до некоторого $e_{гмmin}$, обусловленного величиной момента сопротивления вращению этого вала.

При необходимости уменьшить частоту вращения вала гидромотора регулирование ОГП в обоих вариантах выполняется в обратном порядке.

Очевидно, что при его справедливости реализация предположения, высказанного авторами статьи [1], в разрабатываемой СААУ ГОТ полноприводной колесной машины должна повлиять как на законы регулирования СААУ, так и на ее структуру.

Задачей данных исследований является оценка возможной эффективности использования упомянутой комбинированной системы управления на разработанной математической модели [3, 4] движения автомобиля «Гидроход 49061», оснащенного дизельным двигателем DT466, с ГОТ, работающей в режиме блокированной межосевой связи его ведущих колес. Проведенные испытания автомобиля «Гидроход 49061» показали адекватность этой математической модели [5]. Погрешность определения оцениваемых параметров в результате моделирования по сравнению с данными эксперимента в аналогичных условиях движения автомобиля не превысила 10%.

Заметим, что в этой математической модели при описании работы ГОТ используются формулы оценки относительных потерь в гидромашинах с уточнениями К.И. Городецкого [6,

7]. Коэффициенты потерь, используемые в этих формулах, определялись по специально разработанным программам [8, 9] на основании данных, полученных в результате испытаний гидромашин того же типа, что и те, которые используются в ГОТ. Погрешность в определении значений объемного и механического КПД гидромашин по расчетным формулам и данным эксперимента не превысила 3%, что соизмеримо с точностью контроля параметров во время проведения опытов.

Для решения поставленной задачи использовалась следующая методика.

Математическое моделирование движения рассматриваемого автомобиля проводилось в условиях прямолинейного его движения по недеформируемой опорной поверхности по горизонтальной дороге, а также на подъеме с величиной уклона 4% и 10%. При этом моделировался режим разгона рассматриваемого автомобиля при ступенчатом изменении параметров e_H рабочих объемов регулируемых насосов (значения для всех насосов одновременно изменялись в следующей последовательности: 0,01; 0,1; 0,2; 0,3; 0,4; 0,5; 0,6; 0,7; 0,8; 0,9 и 1) при заданных фиксированных значениях параметров $e_{ГМ}$ рабочих объемов гидромоторов (последовательно принимались следующие значения: 1; 0,9; 0,8; 0,7; 0,6; 0,5; 0,4; 0,3 и 0,21).

При каждом из указанных сочетаний значений e_H и $e_{ГМ}$ моделировался процесс разгона автомобиля в данных условиях движения до момента достижения им установившегося значения скорости V продольного движения. Пример графической иллюстрации результатов такого моделирования при $e_{ГМ}$, равном 0,8, и e_H , изменяющемся от 0,01 до 0,3, в функции времени t (в секундах) приведен на рисунке 1 (значения скорости V нанесены в м/с).

Расчетные величины параметров, определяющих работу автомобиля и его узлов при получившейся установившейся скорости V , использовались для оценки эффективности его работы в данных условиях.

При моделировании принималось, что двигатель автомобиля работает на внешней характеристике с учетом ее регуляторной ветви, ограничивающей его обороты при низкой нагрузке.

В качестве критерия эффективности работы рассматриваемого автомобиля использовался показатель K_N эффективности реализации мощности, снимаемой с вала двигателя, для движения многоприводного автомобиля [10].

Для удобства совместного анализа полученных результатов в качестве аргумента для построения сводных графиков принято условное передаточное отношение i привода ведущего колеса автомобиля, определяющееся из формулы:

$$i = \frac{e_H}{e_T}. \quad (1)$$

Эта величина характеризует управляющее воздействие, поступившее от электронного блока системы управления ГОТ.

На рисунках 2, 3 и 4 приведены полученные графики изменения продольной скорости V движения автомобиля (рисунок 2); величин давлений p в напорных трубопроводах гидрориводов ведущих колес автомобиля (рисунок 3) и соответствующих значений безразмерного показателя эффективности автомобиля K_N (рисунок 4), построенные в функции условного передаточного отношения i для рассмотренных условий движения при последовательном варианте регулирования рабочих объемов гидромашин ГОТ.

Заметим, что получившееся ограничение диапазона изменения i в более тяжелых условиях движения (при движении автомобиля на подъеме) обусловлено возможностями двигателя автомобиля (ограничениями его внешней характеристикой).

На рисунках 5, 6 и 7 приведены построенные на основании результатов проведенного математического моделирования графики изменения значений безразмерного показателя эффективности автомобиля K_N , построенные в функции условного передаточного отноше-

ния i ГОТ для разных фиксированных значений параметров регулирования рабочего объема $e_{ГМ}$ гидромоторов в рассмотренных условиях движения автомобиля.

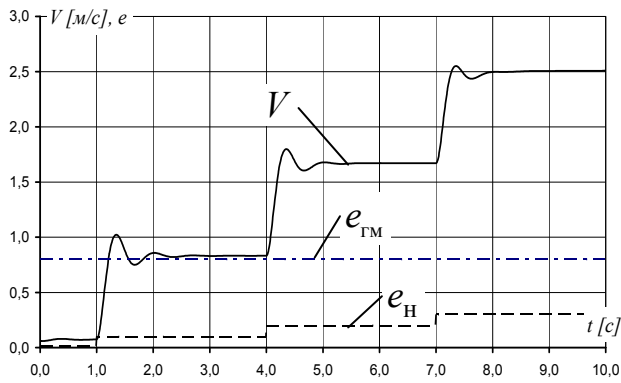


Рисунок 1

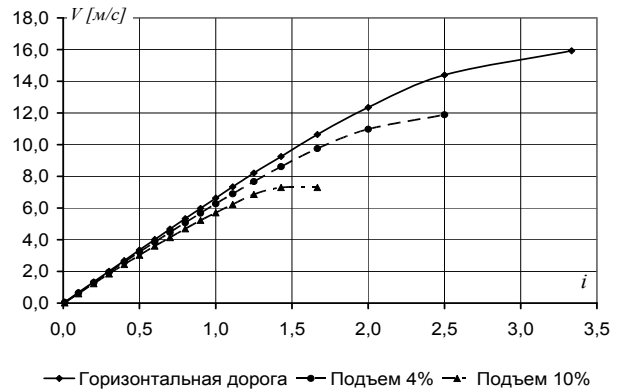


Рисунок 2

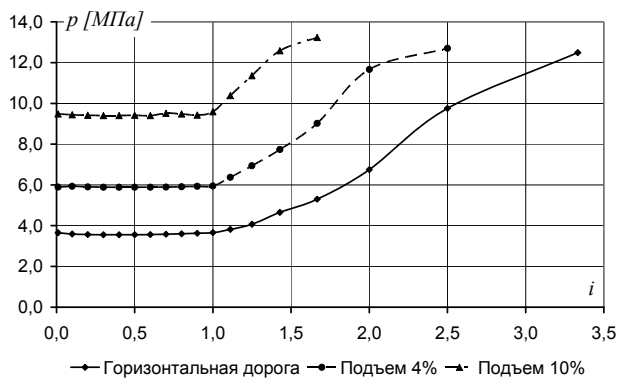


Рисунок 3

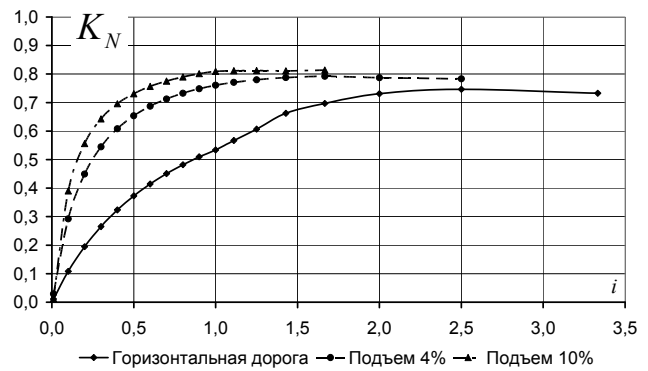


Рисунок 4

Анализ этих графиков показывает, что в относительно легких условиях движения автомобиля (по горизонтальной дороге) одно и то же условное передаточное отношение i ГОТ, полученное по формуле (1) при разных сочетаниях значений e_H и $e_{ГМ}$ (для $e_{ГМ} > 0,3$) с энергетической точки зрения мало чем отличаются. То есть в этом случае возможно использование комбинированного управления ГОТ, но, судя по результатам моделирования, ощутимого энергетического преимущества от этого получить вряд ли удастся.

Горизонтальная дорога

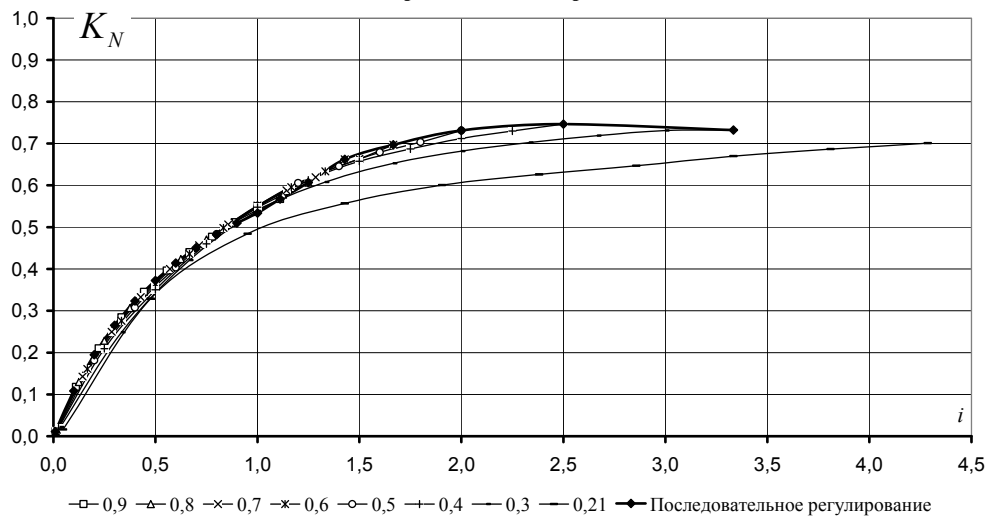


Рисунок 5

В то же время в относительно легких условиях движения за счет некоторого уменьшения параметров e_H регулирования насосов появляется возможность расширить диапазон ре-

гулирования ГОТ. Это объясняется тем, что при этом за счет уменьшения расхода рабочей жидкости уменьшаются потери на ее движение в трубопроводах, а значит, уменьшается в данных условиях перепад давления на насосах и, соответственно, снижается момент, необходимый для их вращения двигателем.

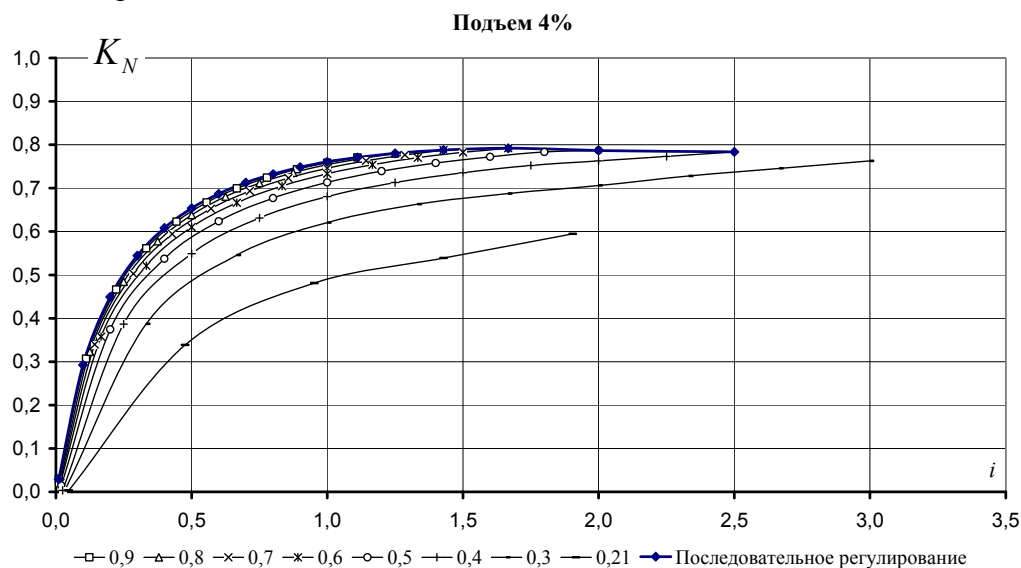


Рисунок 6

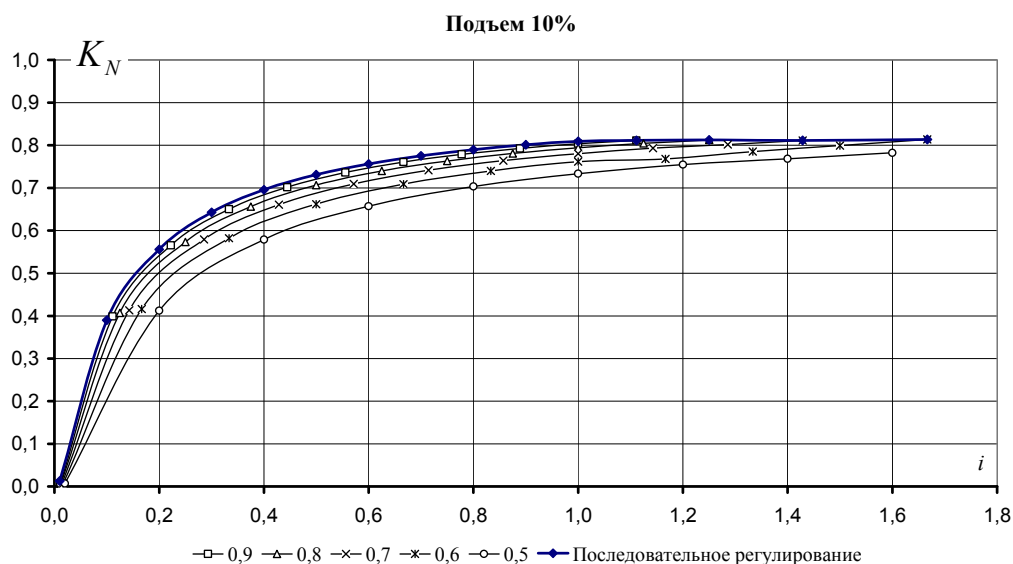


Рисунок 7

Кроме этого из приведенных графиков следует, что, если в легких условиях движения (по горизонтальной дороге) комбинированный способ регулирования с энергетической точки зрения дает схожие результаты по сравнению с последовательным (рисунок 5), то в более тяжелых условиях движения (рисунки 6 и 7) комбинированный способ начинает существенно проигрывать последовательному.

Выводы

Таким образом, проведенное исследование по оценке возможной эффективности от использования упомянутого комбинированного варианта управления ГОТ показало, что ощутимых преимуществ от этого с энергетической точки зрения вряд ли стоит ожидать. Поэтому предлагается при создании СААУ ГОТ многоприводных колесных машин использовать известный из литературы [2] традиционный последовательный вариант регулирования передаточного отношения объемных гидроприводов вращательного движения.

Литература

1. Шухман С.Б., Соловьев В.И., Прочко Е.И. Повышение кпд полнопоточной гидрообъем-

- ной трансмиссии за счет комбинированного способа регулирования гидромашин. М., «Вестник машиностроения», № 2, 2006, с. 27-32.
2. Лепешкин А.В., Михайлин А.А., Шейпак А.А. Гидравлика и гидропневмопривод. Учебник. Часть 2. Гидравлические машины и гидропневмопривод. Под редакцией А.А. Шейпака. – М.: МГИУ, 2003. – 352 с.
 3. Лепешкин А.В. Математическая модель многоприводной колесной машины в общем случае ее движения. Сборник избранных докладов 49-ой Международной научно-технической конференции Ассоциации автомобильных инженеров (ААИ) России «Приоритеты развития отечественного автотракторостроения и подготовки инженерных и научных кадров» 4-го Международного научного симпозиума, посвященного 140-летию Московского государственного технического университета «МАМИ». Книга 3, М., МГТУ «МАМИ», 2005г., с. 138-158. ISBN 5-94099-036-3.
 4. Лепешкин А.В. Математическая модель движения автомобиля «Гидроход-49061» с гидрообъемной трансмиссией в условиях недеформируемой опорной поверхности. Свидетельство о регистрации электронного ресурса ОФАП № 16157 от 06.09.2010.М., ВНИИЦ, 2010, № 50201001473.
 5. Курмаев Р.Х., Лепешкин А.В. Повышение точности математической модели движения колесной машины на основании использования результатов ее испытаний. Известия МГТУ «МАМИ». Научный рецензируемый журнал. – М., МГТУ «МАМИ», № 1 (7), 2009, с. 46-56.
 6. Городецкий К.И. Механический КПД объемных гидромашин. - М., Вестник машиностроения, 1977, № 7. – с. 11-13.
 7. Лепешкин А.В. Математическая модель объемного гидропривода вращательного движения. Свидетельство о регистрации электронного ресурса ОФАП № 11446 от 29.08.2008. М., ВНИИЦ, 2008, № 50200801936.
 8. Лепешкин А.В. Определение коэффициентов потерь в формулах оценки объемного КПД роторной гидромашин. Свидетельство о регистрации электронного ресурса ОФАП № 11198 от 30.07.2008. М., ВНИИЦ, 2008, № 50200801681.
 9. Лепешкин А.В. Определение коэффициентов потерь в формулах оценки механического КПД роторной гидромашин. Свидетельство о регистрации электронного ресурса ОФАП № 11446 от 30.07.2008. М., ВНИИЦ, 2008, № 50200801682.
 10. Лепешкин А.В. Методика разработки СААУ трансмиссий многоприводных колесных машин. Монография. Издательство «LAP LAMBERT Academic Publishing GmbH & Co. KG» (Германия). 2011. 102 с. ISBN 978-3-8454-3161-1.

Аналитический способ оценки результатов взаимодействия эластичного колеса с деформируемой опорной поверхностью при установившемся прямолинейном качении

к.т.н. проф. Лепешкин А.В., Петров С.Е.
МГТУ «МАМИ»
(495) 223-05-23, доб. 1426, lep@mami.ru

Аннотация. Предлагаемая математическая модель получена на основе комбинации известных зависимостей, определяющих взаимодействие эластичного колеса с недеформируемой опорной поверхностью, с рекомендациями по учету дополнительных усилий в области деформации грунта колесом. Математическая модель позволяет по известной вертикальной нагрузке на ось колеса, продольной скорости его оси и величине продольного скольжения в пятне контакта определить продольную составляющую усилия, передаваемого на остов машины, и момент, возникающий на оси этого колеса при этом.

Ключевые слова: взаимодействие эластичного колеса с недеформируемой опорной поверхностью, математическая модель при установившемся прямо-

линейном качении

В данной статье приведены результаты научных исследований, полученные при выполнении Гранта № 14.В37.21.0290 с финансовой поддержкой государства в лице Минобрнауки России.

Представляемая в данной статье математическая модель взаимодействия эластичного колеса с деформируемой опорной поверхностью предназначена для использования в математической модели движения многоприводной колесной машины с бесступенчато регулируемой интеллектуальной трансмиссией, обеспечивающей индивидуальный подвод мощности к каждому ее колесу. Целью создания этой модели является проведение исследований, обосновывающих методику разработки систем автоматического адаптивного управления (СААУ) режимом работы таких трансмиссий.

В связи с этим главным требованием к математической модели взаимодействия колеса с опорной поверхностью является обеспечение возможности оценки параметров, характеризующих работу этого колеса в зависимости от свойств шины и опорной поверхности, а также режима работы привода.

Исходя из опыта создания подобных математических моделей [3], для решения поставленной задачи необходимо, чтобы в ней по известной вертикальной нагрузке P_z на ось колеса, продольной скорости V_x движения его оси и величине продольного скольжения s_x в пятне его контакта с опорной поверхностью определялись продольная составляющая P_x усилия, передаваемого колесом на остов машины, и момент M_k , возникающий на оси этого колеса.

При разработке данной математической модели использовалась расчетная схема, приведенная на рисунке 1. На этой схеме показан вариант взаимодействия эластичного колеса с деформируемой опорной поверхностью, возникающий при ведущем режиме его качения. Данная расчетная схема получена на основании анализа подобных расчетных схем, приведенных в работах [1, 2].

Из рисунка 1 видно, что колесо вращается с угловой скоростью ω_k , а его ось имеет продольную скорость V_x . В данной математической модели взаимосвязь между этими параметрами определяется на основании рекомендаций, приведенных в работе [2], и имеет вид:

$$V_x = \omega_k \cdot r_k \cdot (1 - s_x), \quad (1)$$

где: r_k – радиус качения эластичного колеса без учета скольжения, для его определения используется формула, предложенная Е.А. Чудаковым:

$$r_k = r_{k0} - \lambda_k \cdot M_k; \quad (2)$$

λ_k – коэффициент тангенциальной эластичности шины, определяется для данной шины в соответствии с рекомендациями, приведенными в работе [2];

r_{k0} – радиус качения эластичного колеса в ведомом режиме, определяется для данной шины в соответствии с рекомендациями работы [2].

Следует отметить, что формулы (1) и (2), а также рекомендации по определению λ_k и r_{k0} , приведенные в работе [2], получены независимо от качества опорной поверхности, по которой катится колесо. То есть они справедливы при качении эластичного колеса как по недеформируемой, так и по деформируемой опорным поверхностям.

Из рисунка 1 также видно, что колесо через ось воспринимает продольную P_x и нормальную P_z к опорной поверхности составляющие усилия от остова машины, а также поступающий от привода момент M_k .

С другой стороны эластичное колесо взаимодействует с деформируемой опорной поверхностью. Результатом этого взаимодействия являются соответствующие нормальная и тангенциальная деформации шины и грунта, а также возникающие при этом усилия в пятне

их контакта.

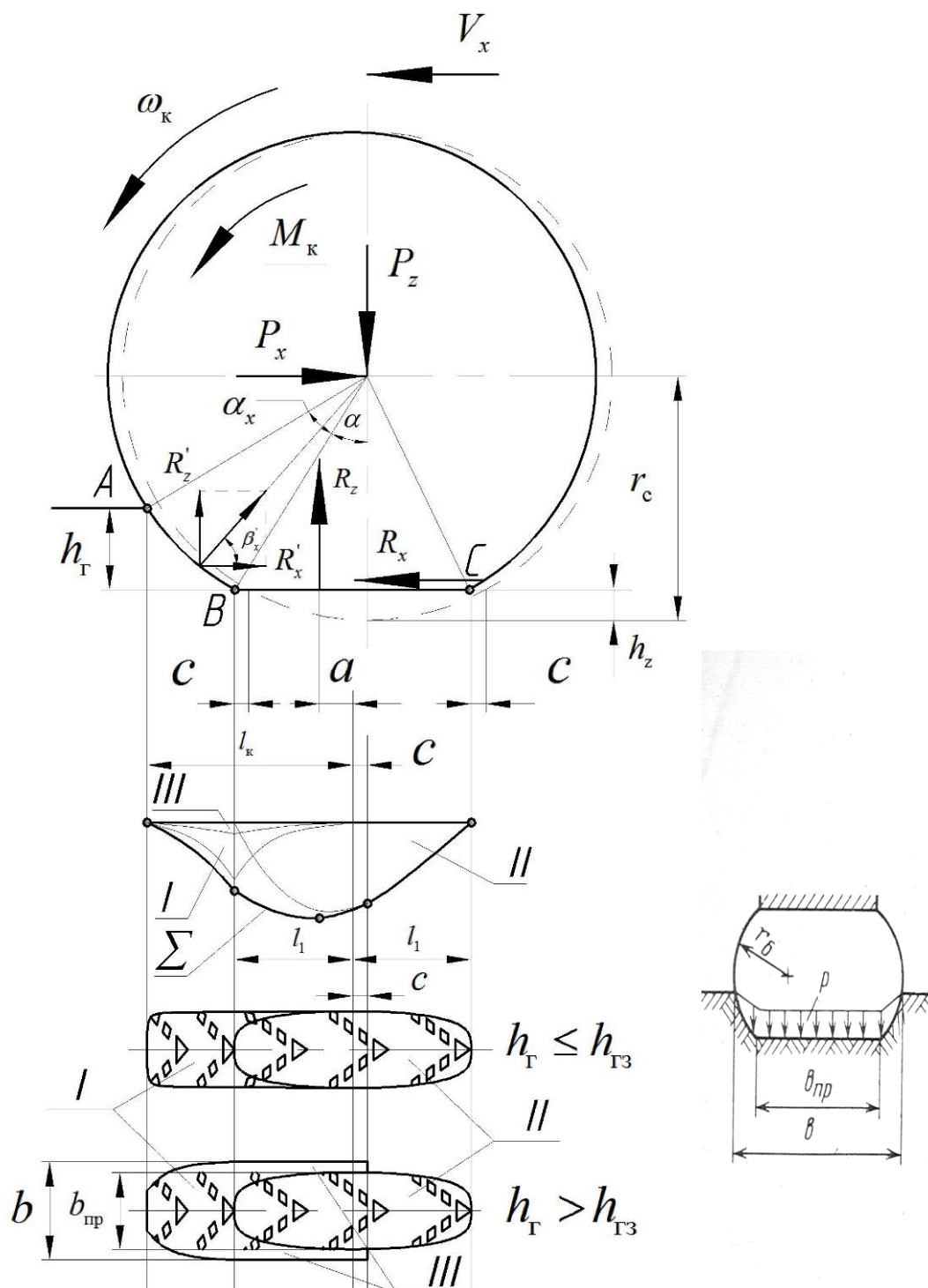


Рисунок 1 – Расчетная схема взаимодействия эластичного колеса с грунтом

В соответствии с рекомендациями, высказанными в работе [1], в данной модели пятно контакта шины с грунтом условно рассматривается состоящим из трех областей (рисунок 1):

- первая область – на виде сбоку основная часть этой области представлена дугой AB в передней части контакта. На видах сверху (в зависимости от соотношения между величиной нормальной деформации грунта h_T и высотой грунтозацепа h_{T3} протектора шины) эта область обозначена цифрой I . Здесь же обозначено: $b_{пр}$ – ширина протектора шины, b – ширина образующейся колеи;
- вторая область – на виде сбоку эта область представлена горизонталью BC . На видах

сверху эта область обозначена цифрой *II*;

- третья область – образуется при наличии контакта боковой поверхности шины с грунтом в случае, когда величина нормальной деформации грунта h_r превышает высоту грунтозацепа $h_{гз}$ шины. На соответствующем виде сверху эта область обозначена цифрой *III*.

Кроме этого данная область показана на виде спереди колеса.

Благодаря такому подходу можно обеспечить преемственность при разработке математической модели качения эластичного колеса по деформируемой опорной поверхности, создавая ее на базе математической модели качения эластичного колеса по недеформируемой поверхности. Эта преемственность важна для решения поставленных задач исследования с точки зрения выявления факторов, которые необходимо учитывать при создании СААУ интеллектуальных трансмиссий многоприводных колесных машин, работающих как в условиях недеформируемой, так и деформируемой опорной поверхности.

С этой целью предлагается воспользоваться методом суперпозиции, который в разработанной математической модели реализуется следующим образом.

В пределах второй области пятна контакта (поверхность *BC*) предполагается, что эластичное колесо взаимодействует с опорной поверхностью на дне образовавшейся колеи в направлении нормали к ней, так же как при качении по недеформируемой опорной поверхности. Исходя из этого, процессы, сопровождающие упругие деформации в шине и связанные с ними потери на качение, в основном определяются усилиями, формирующимися именно в этой второй области пятна контакта. В этой же области формируется продольное тяговое усилие R_x ведущего колеса.

Нормальная же к опорной поверхности деформация грунта и связанные с ней затраты механической энергии на образование колеи обусловлены усилиями, формирующимися при взаимодействии колеса с грунтом в первой и третьей областях пятна контакта. При этом делается допущение о том, что при моделировании не учитывается процесс фрезерования почвы колесом.

Проиллюстрирован этот метод суперпозиции на рисунке 1 в виде эпюр распределения отнесенных к продольной координате x величин нормальных нагрузок в пределах этих трех областей. Номер эпюры соответствует принятому номеру области пятна контакта. На этом же рисунке показан вид суммарной эпюры Σ распределения этих величин нагрузок, близкий к реальному распределению [1].

Таким образом, учитывая то, что часть нормальной нагрузки, приходящейся на ось колеса со стороны остова машины, реализуется в первой и третьей областях пятна контакта в виде силы R'_z , нормальная деформация шины h_z в модели вычисляется по величине реакции R_z , определяющейся из уравнения равновесия колеса в вертикальном направлении по формуле:

$$R_z = P_z - R'_z. \quad (3)$$

Отсюда, величина h_z , в соответствии с рекомендациями [2], определяется по формуле:

$$h_z = \frac{K_z \cdot (R_z)^{0,75}}{1 + 10 \cdot p_w}, \quad (4)$$

где: K_z – коэффициент, постоянный для данной шины, определяется по данным [2];

p_w – давление воздуха в шине.

Оценка величины силы R'_z в соответствии с рекомендациями, приведенными в работе [1], проводится на основании следующих энергетических соображений. Очевидно, что затрачиваемая на образование колеи удельная работа, приходящаяся на единицу пройденного осью колеса пути, численно равна соответствующей удельной работе по пластической деформации грунта в направлении нормали к опорной поверхности. По данным [1] эта удель-

ная работа равна суммарной реакции R'_z деформируемого грунта в направлении нормали к опорной поверхности. Учитывая принятые допущения о том, что эта сила формируется в первой и третьей областях пятна контакта (рисунок 1), и рекомендации [1] R'_z в принятом случае определяется по формуле:

$$R'_z = k_z \cdot b_{\text{пр}} \cdot \int_0^{h_r} p(h) \cdot dh + (1 - k_z) \cdot b_{\text{пр}} \cdot \int_0^{h_r - h_{r3}} p(h) \cdot dh + \frac{2}{3} \cdot (b - b_{\text{пр}}) \cdot \left[\int_0^{h_r - h_{r3}} p(h) \cdot dh + p(h_r - h_{r3}) \cdot (l_1 + c) \right], \quad (5)$$

где: k_z – коэффициент насыщенности протектора шины;

$p(h)$ – зависимость давления в контакте поверхности шины с грунтом от величины нормальной деформации грунта. Определяется в соответствии с рекомендациями [1].

Таким образом, зная нормальную к опорной поверхности составляющую нагрузки P_z , воспринимаемой осью рассматриваемого колеса, и используя рекомендации [1], позволяющие оценить зависимость давления в контакте поверхности шины с грунтом от величины нормальной деформации грунта $p(h)$, из уравнений (3), (4) и (5) определяются величины нормальных деформаций шины h_z и грунта h_r в данных условиях качения колеса.

Далее рассмотрим работу эластичного колеса во второй области пятна контакта (поверхность BC на рисунке 1).

В соответствии с принятыми допущениями работа, затрачиваемая при качении шины на ее нормальную к опорной поверхности деформацию от силы R_z и окружную деформацию от момента M_k , определяет потери на качение собственно эластичной шины. В данной модели эти потери рассматриваются равными потерям, возникающим при качении эластичного колеса по недеформируемому основанию с теми же по величине нагрузками. Поэтому в соответствии с рекомендациями, приведенными в работе [2], коэффициент $f_{\text{ш}}$ сопротивления качению эластичного колеса, определяющий эти потери, оценивается по формуле:

$$f_{\text{ш}} = f_0 + f_m, \quad (6)$$

где: f_0 – коэффициент сопротивления качению эластичного колеса в ведомом режиме. На основании рекомендаций, приведенных в работе [2], равен:

$$f_0 = \frac{(1 + 0.467 \cdot 10^{-3} \cdot V_x^2) \cdot (\alpha_f + \beta_f \cdot R_z^2)}{1 + p_w}; \quad (7)$$

α_f и β_f – коэффициенты, определяющиеся для данной шины в соответствии с рекомендациями, приведенными в работе [2];

f_m – дополнительная составляющая коэффициента сопротивления качению эластичного колеса, нагруженного крутящим моментом. По данным [2] определяется по формуле:

$$f_m = \frac{\lambda_k \cdot M_k^2}{R_z \cdot r_{k0} \cdot r_k}. \quad (8)$$

Как отмечалось выше, в пределах второй области пятна контакта (поверхность BC) за счет взаимодействия протектора шины (грунтозацепов) с грунтом формируется также продольная составляющая R_x усилия, которая, как известно [1, 2], в общем случае определяется по формуле:

$$R_x = \varphi_x \cdot P_z, \quad (9)$$

где: φ_x – коэффициент продольной силы или коэффициент сцепления эластичного колеса с опорной поверхностью в продольном направлении, определяется в результате анализа взаимодействия колеса с грунтом в тангенциальном направлении в пределах второй области пятна контакта в зависимости от величины продольного скольжения S_x в соответствии с рекомендациями, приведенными в работе [1].

Исходя из анализа взаимодействия шины с грунтом, в соответствии с рекомендациями, изложенными в работе [1], в пределах второй области пятна контакта R_x можно определить по одной из следующих формул:

- если $h_r \geq h_{r3}$, то
$$R_x = S_{II} \cdot [k_z \cdot \tau_{тр} + (1 - k_z) \cdot \tau_{ср}]; \quad (10)$$

- если $h_r < h_{r3}$, то
$$R_x = k_z \cdot S_{II} \cdot \tau_{тр} + h_r \cdot b_{пр} \cdot \frac{2 \cdot l_1}{t_z} \cdot \tau_{ср}, \quad (11)$$

здесь: S_{II} – площадь второй области пятна контакта (поверхность BC на рисунке 1);

$\tau_{тр}$ – напряжения трения в контакте наружной поверхности грунтозацепов с опорной поверхностью, определяется в соответствии с рекомендациями [1];

$\tau_{ср}$ – напряжения сопротивления срезу грунта грунтозацепами во впадине между ними, определяется в соответствии с рекомендациями [1];

l_1 – половина длины пятна контакта BC , определяющаяся из формулы (17);

t_z – шаг грунтозацепов шины.

Следует отметить, что результатом взаимодействия эластичного колеса с грунтом в первой и третьей областях пятна контакта, кроме силы R'_z , является также продольная сила, обозначенная на рисунке 1 R'_x . По сути своей эта сила создает дополнительное сопротивление, возникающее при качении эластичного колеса по деформируемому основанию. В соответствии с рекомендациями [1] сила R'_x создается составляющей усилия от нормальной деформации грунта (образование колеи), которая характеризуется коэффициентом f_r сопротивления качению эластичного колеса по грунту, обусловленным потерями на его деформацию, и силой от нагребания грунта перед колесом (так называемое бульдозерное действие [1]). Для оценки этого дополнительного сопротивления в соответствии с рекомендациями [1] используется специальный коэффициент f_6 сопротивления качению колеса по деформируемой поверхности от нагребания грунта перед колесом.

Отсюда в математической модели принято:
$$R'_x = (f_r + f_6) \cdot P_z. \quad (12)$$

Тогда из уравнения равномерного движения колеса в продольном направлении, учитывая соотношения (9) и (12), получим продольную составляющую P_x усилия, возникающего на оси рассматриваемого колеса:

$$P_x = R_x - R'_x = (\varphi_x - f_r - f_6) \cdot P_z. \quad (13)$$

В соответствии с рекомендациями, высказанными в работе [1], принято, что линия действия вектора равнодействующей сил R'_z и R'_x проходит через ось вращения колеса, образуя некоторый угол β_x с опорной поверхностью. Это допущение, по утверждению [1], может быть принято потому, что поверхность контакта колеса с грунтом в первой области (дуга AB) по форме близка к боковой поверхности кругового цилиндра с осью, совпадающей с осью колеса. Следствием этого является то, что эта равнодействующая не создает дополнительного момента вокруг оси колеса.

Отсюда следует, что
$$R'_z = R'_x \cdot \operatorname{tg} \beta_x. \quad (14)$$

Для определения величины угла β_x при моделировании делается допущение о том, что линия действия вектора равнодействующей образует с прямой OB центральный угол, равный

$\alpha_x/3$, где α_x – центральный угол, определяющийся величиной дуги AB . Это допущение основано на том, что в пределах первой области пятна контакта (дуга AB) эпюра распределения относительной величины нормального к опорной поверхности усилия по форме близка к треугольной (см. рисунок 1).

Из геометрических соображений угол α_x определяется по формуле:

$$\alpha_x = \arccos\left(\frac{r_c - (h_z + h_\Gamma)}{r_c}\right) - \alpha, \quad (15)$$

где: r_c – свободный радиус эластичного колеса, определяется в соответствии с рекомендациями [2], а на рисунке 1 равен отрезкам OA и OB ;

h_z – нормальная к опорной поверхности деформация шины;

h_Γ – нормальная к опорной поверхности деформация грунта;

α – центральный угол, определяющийся из соотношения:

$$\alpha = \arcsin\left(\frac{l_1 + c}{r_c}\right); \quad (16)$$

l_1 – половина длины пятна контакта BC (вторая область), определяющаяся из формулы:

$$l_1 = \sqrt{(2 \cdot r_c \cdot h_z - h_z^2)}; \quad (17)$$

c – дополнительный снос вертикальной реакции во второй области при работе эластичного колеса в ведущем режиме качения.

Как известно, этот дополнительный снос вертикальной реакции обусловлен возникающей тангенциальной (окружной) деформацией шины, нагруженной приложенным к ней моментом M_k , поступающим от привода колеса и реализующимся в контакте колеса с опорной поверхностью. Проведенный анализ показал, что величина c определяется из формулы:

$$c = \lambda_k \cdot M_k \cdot \varphi_x. \quad (18)$$

Отсюда величина угла β_x , в соответствии с рисунком 1 определяется из формулы:

$$\beta_x = \frac{\pi}{2} - \left(\alpha + \frac{1}{3} \cdot \alpha_x\right). \quad (19)$$

Таким образом, приведенные зависимости (6) – (19) позволяют в данных условиях качения эластичного колеса по деформируемому основанию при известной величине реализуемого на оси колеса моменте M_k оценить продольную составляющую усилия P_x , воспринимаемую остовом машины через ось рассматриваемого колеса.

Момент M_k , реализуемый на оси рассматриваемого ведущего колеса, определяется из уравнения его мощностного баланса [1, 2]. В соответствии с рекомендациями, приведенными в работе [1], при качении эластичного колеса по деформируемому основанию это уравнение имеет вид:

$$N_k = N_T + N_s + N_{f_{ш}} + N_{f_\Gamma} + N_\delta + N_{л}, \quad (20)$$

где: $N_k = M_k \cdot \omega_k$ – мощность, подведенная к колесу от привода;

$N_T = P_x \cdot V_x = (\varphi_x - f_\Gamma - f_\delta) \cdot P_z \cdot r_k \cdot \omega_k \cdot (1 - s_x)$ – тяговая мощность колеса;

$N_s = P_x \cdot V_s = (\varphi_x - f_\Gamma - f_\delta) \cdot P_z \cdot r_k \cdot \omega_k \cdot s_x$ – мощность потерь на буксование;

$N_{f_{ш}} = f_{ш} \cdot R_z \cdot r_k \cdot \omega_k$ – мощность потерь на качение эластичной шины (обусловлены потерями на нормальную и окружную деформацию шины);

$N_{f_\Gamma} = f_\Gamma \cdot P_z \cdot V_x$ – мощность потерь на деформацию грунта колесом;

$N_{\delta} = f_{\delta} \cdot P_z \cdot V_x$ – мощность потерь от нагревания грунта перед колесом (бульдозерное действие), оценивается на основании рекомендаций работы [1];

$N_{л} = f_{л} \cdot P_z \cdot r_k \cdot \omega_k$ – мощность потерь, обусловленная липкостью грунта, оценивается на основании рекомендаций работы [1].

После алгебраических преобразований с учетом приведенных выше формул и рекомендаций, приведенных в работе [2], получим:

$$M_k = P_z \cdot r_{k0} \cdot \left[\varphi_x + f_0 \cdot \left(1 - \frac{R'_z}{P_z} \right) - (f_{\Gamma} + f_{\delta}) \cdot s_x + f_{л} \right]. \quad (21)$$

Анализ формулы (21) показывает, что в ней используются только те параметры, которые участвовали при получении зависимостей (1) – (19), а это значит, что формула (21) замыкает систему уравнений, характеризующих работу эластичного колеса при его взаимодействии с деформируемой опорной поверхностью. То есть приведенная система уравнений (1) – (21) является математическим описанием процессов, эту работу характеризующих.

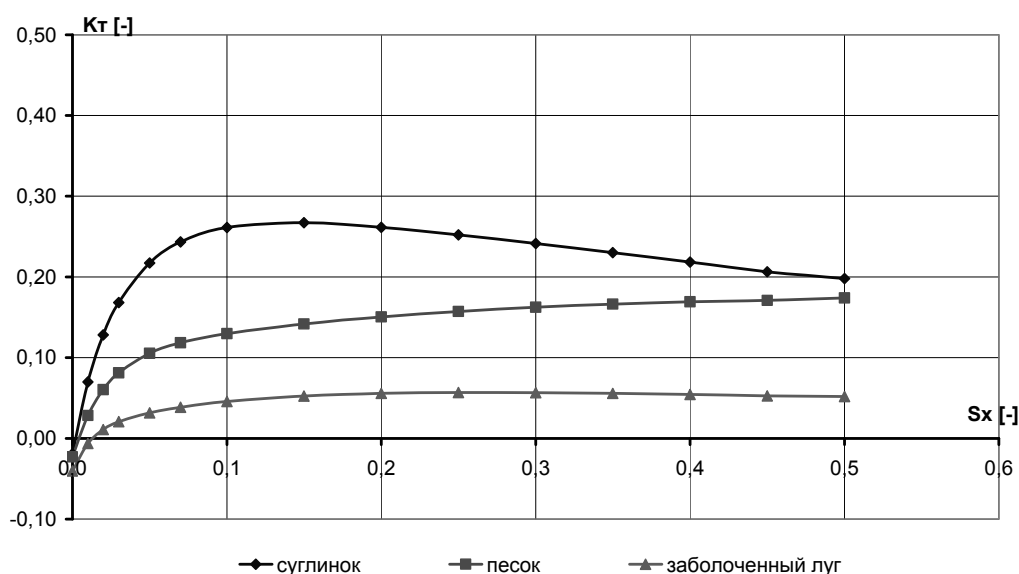


Рисунок 2 – Зависимость коэффициента тяги колеса по сцеплению $k_T = \varphi_x - f_{\Gamma} - f_{\delta}$ от продольного скольжения S_x в пятне контакта

На основании этого математического описания была разработана соответствующая математическая модель в виде программного модуля, написанного на языке Fortran в среде Compaq Visual Fortran под Windows.

На рисунках 2 и 3 в качестве примера приведены графики взаимозависимостей параметров, характеризующих взаимодействие эластичного колеса марки 1300*530-533 с тремя вариантами горизонтальных деформируемых оснований (с условными названиями: «суглинок», «песок» и «заболоченный луг»), полученные в результате расчета по разработанной математической модели. Параметры эластичного колеса марки 1300*530-533 взяты из работы [2], а характеристики опорных поверхностей выбраны из данных, приведенных в работе [1]. Условия функционирования задавались следующими параметрами: давление воздуха в шине – $p_w = 0,3$ МПа, вертикальная составляющая нагрузки на ось колеса – $P_z = 20$ кН, угловая скорость вращения колеса – $\omega_k = 2,24$ рад/с, а также диапазоном изменения продольной величины скольжения в пятне контакта колеса с опорной поверхностью – $s_x = 0 \dots 0,5$.

Анализ полученных результатов показывает их хорошую согласованность с данными, приведенными в опубликованных материалах соответствующих экспериментальных исследований [1].

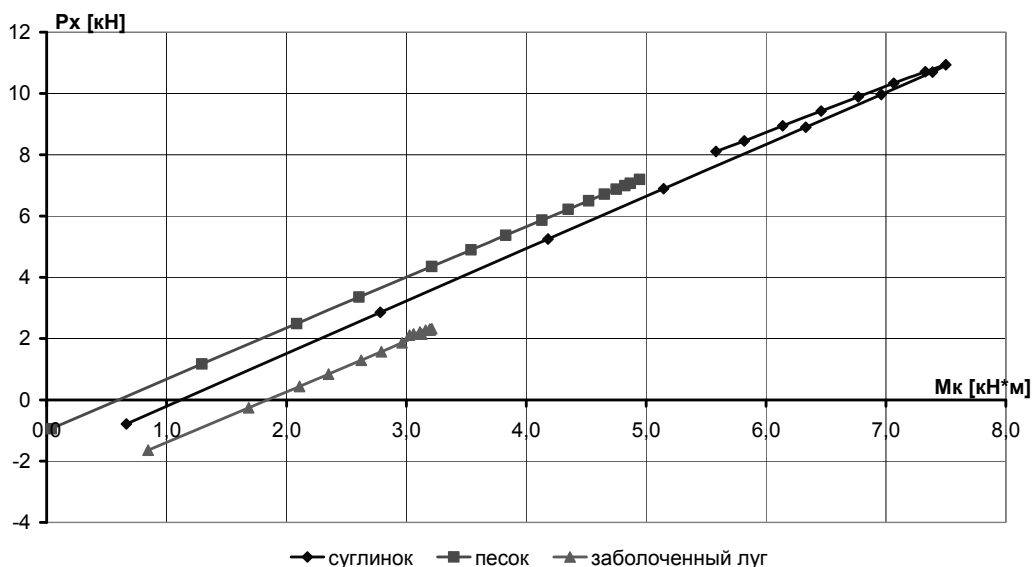


Рисунок 3 – Взаимозависимость между суммарной продольной составляющей P_x усилия, создаваемой двухколесной осью, от подведенного к ней через трансмиссию суммарного момента M_k

Литература

1. Агейкин Я.С. Проходимость автомобилей. М., «Машиностроение», 1981, 231с.
2. Петрушов В.А., Московкин В.В., Евграфов Ф.Н. Мощностной баланс автомобиля. М., «Машиностроение», 1984, 160с.
3. Свидетельство об отраслевой регистрации разработки № 11447 от 29.08.2008г. «Математическая модель работы эластичного колеса при его взаимодействии с недеформируемой опорной поверхностью». Авт.: С.В. Бахмутов, А.В. Лепёшкин.

Топливный насос нового поколения

д.т.н. проф. Максимов Ю.В., д.т.н. проф. Соковиков В.К., к.т.н. доц. Бекаев А.А.,
Строков П.И.

Университет машиностроения
bekaev@list.ru

Аннотация. На основе электрогидравлического эффекта, также известного как «эффект Юткина», была разработана принципиально новая конструкция электрогидравлического топливного насоса (ЭГ-насос) высокого давления, обеспечивающего превосходящие (по давлению и расходу) рабочие характеристики современных топливных насосов высокого давления двигателей внутреннего сгорания (ДВС). Применение разработанного ЭГ-насоса в ДВС позволит полностью отказаться от использования какого-либо механизированного привода, являющегося неотъемлемой частью современных топливных насосов, а значит, существенно упростить конструкцию и принцип работы топливной системы, уменьшить ее металлоемкость, стоимость и уровень шума.

Ключевые слова: электрогидравлический эффект, импульсный разряд в жидкости, преобразование электроэнергии, топливный насос высокого давления.

При решении задач по повышению технического уровня дизелей всё более востребованными становятся разработки новых топливных систем впрыска, обеспечивающих повышение комплексных показателей надёжности и эффективности использования дизельных двигателей с улучшенными топливно-экологическими характеристиками [1, 2].

Создание топливных компонентов для дизелей, которые бы удовлетворяли современным требованиям по экологическим показателям: дымности, содержанию токсичных веществ в отработавших газах и уровню звукового давления шума, генерируемого в процессе работы, и одновременно обеспечивали бы существенное снижения трудоёмкости изготовления и технического обслуживания, – следует отнести к весьма сложной задаче, если идти по пути совершенствования топливных систем традиционного исполнения на базе топливных насосов высокого давления (ТНВД).

Перспективным вариантом решения этой задачи является использование так называемого электрогидравлического эффекта (эффект Юткина) [5] при разработке топливных насосов нового поколения [3, 4]. В этом случае открываются новые горизонты и перспективы для совершенствования топливных систем двигателей внутреннего сгорания (ДВС).

Известно, что модернизация современных топливных систем впрыска, использующих ТНВД распределительного типа, насосы-форсунки или устройства типа Common Rail [1], может обеспечить некоторое повышение эффективности и экологичности дизельных двигателей, однако неизменными остаются следующие недостатки: сложность конструкции, высокая металло- и трудоёмкость изготовления, сборки, настройки и регулировки; ограниченность уровня рабочих давлений; низкая надёжность кинематических элементов механизмов; высокий уровень мощностных затрат силового привода; высокий уровень звукового давления в процессе работы, соизмеримый с общим уровнем шума двигателя.

Для устранения указанных недостатков в настоящей работе предлагается к применению принципиально новое устройство – электрогидравлического насос (ЭГ-насос), представляющий собой простое конструктивное решение (корпус насоса в виде оболочки с внутренним пространством – рабочей камерой, два высоковольтных электрода и два обратных гидроклапана), способный встраиваться в любую топливоподающую систему ДВС как в виде насосов-форсунок, так и в системах Common Rail в качестве ТНВД с принципиально новым принципом действия.

Работа ЭГ-насоса осуществляется посредством формирования в объёме его рабочей камеры (заполненной топливом) импульсных электрических разрядов, обеспечивающих устойчивое развитие быстропротекающих процессов в следующей последовательности: электрический пробой топливной среды и образование канала разряда; мгновенное выделение энергии в канале с интенсивным локальным разогревом топлива; образование парогазовой полости (с большим внутренним давлением и высокой концентрацией энергии) в виде перегретого ионизированного газа и топливных паров; расширение полости, сопровождающееся генерированием высокого импульса давления с образованием расходящегося потока топливной среды; пульсацией образовавшейся полости.

Так, после электропробоя топливной среды вокруг зоны сформированного разряда образуется плазменный канал с высокой температурой ($> 15000^{\circ} K$), за счёт которого происходит интенсивный локальный разогрев топлива и его испарение с высокой концентрацией энергии в виде перегретого ионизированного газа и топливных паров.

Последующее расширение канала разряда в виде парогазовой полости (пузыря) под действием внутреннего давления создаёт в окружающей (практически несжимаемой) жидкой топливной среде ударную волну с высоким уровнем давления, которое в результате образовавшихся паров и последующего их смешения с парами находящихся в топливе газов формирует трёхфазную среду. Расширение полости продолжается до тех пор, пока давление в ней из-за инерции потока топлива не станет меньше или равно давлению внешней (относительно полости) топливной среды. С этого момента начинается обратное движение топлива, полость захлопывается, и давление в ней газопаровой топливной смеси опять резко возрастает. Процесс повторяется в виде нескольких постепенно затухающих пульсаций полости. После первого цикла гидравлического удара, получив ускорение в канале разряда, паротопливная смесь перемещается во все стороны, образуя на том месте, где был разряд, значительную по объёму кавитационную полость. Расширяющаяся паротопливная смесь после её выхода через обратный гидроклапан (напорный гидроклапан) из рабочей камеры насоса в напорную

линию воздействует с высокой скоростью на находящееся в ней топливо, обеспечивая его подачу в форсунки цилиндров дизельного двигателя. На этом первый цикл работы ЭГ-насоса заканчивается, а образовавшийся в рабочей камере вакуум обеспечивает её заполнение топливом через обратный гидроклапан (всасывающий гидроклапан) всасывающей насосной магистрали, и цикл полностью повторяется.

В настоящее время авторским коллективом, состоящим из преподавателей двух кафедр «Гидравлика и ГПП» и «Автоматизированные станочные системы и инструменты» Университета машиностроения разработана конструкторская документация и изготовлен лабораторный образец (макет) ЭГ-насоса (рисунок 1) для оценки функциональных возможностей и контроля рабочих параметров происходящих процессов.

Как показали полученные результаты экспериментальных исследований, проведенные на макете ЭГ-насоса, создаваемое избыточное давление топлива в канале разряда $P_{разр.}$ рабочей камеры насоса зависит от емкости конденсатора C и индуктивности цепи разряда L электронного блока преобразователя.

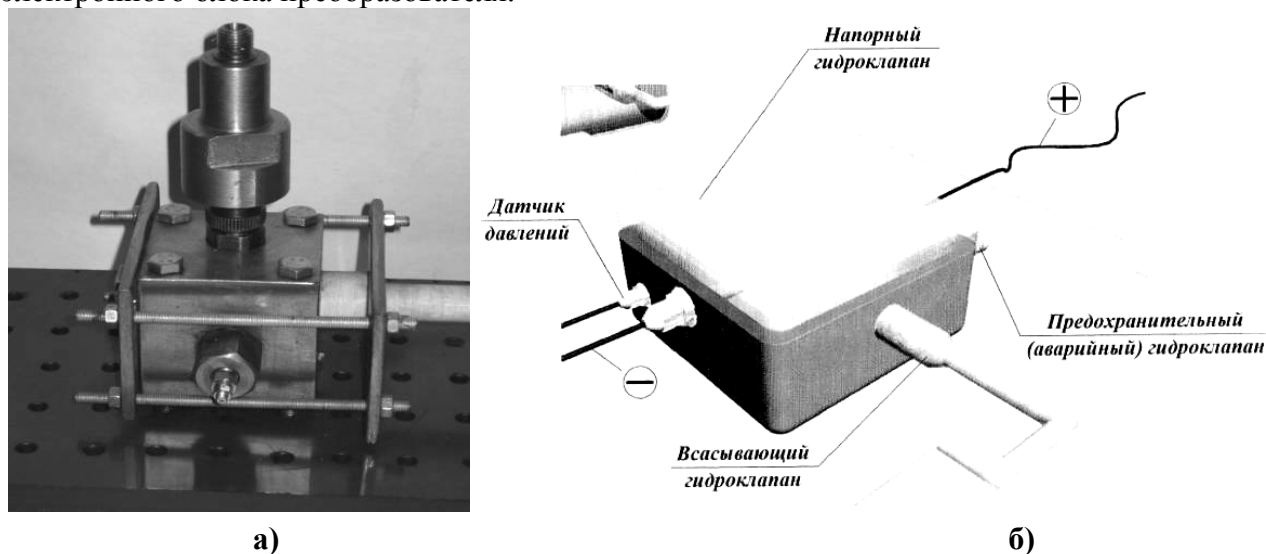


Рисунок 1 – Топливный ЭГ-насос высокого давления: а) общий вид; б) эскиз (в 3-D).

Так, на рисунках 2 и 3 представлены экспериментальные зависимости давления $P_{разр.}$ в функции индуктивности $L \cdot 10^{-3} Гн$ и емкости $C \cdot 10^{-6} Ф$ при напряжении пробоя на высоковольтных электродах $U_{пр.} = 40кВ$.

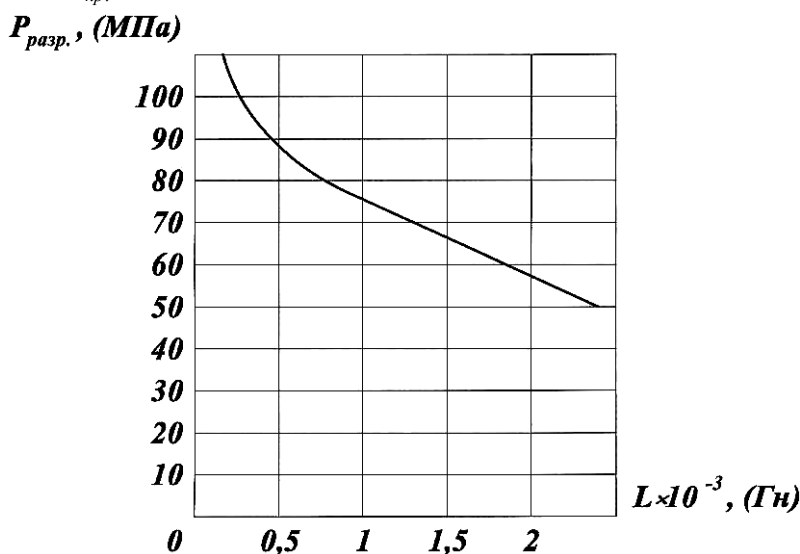


Рисунок 2 – Зависимость давления в канале разряда от индуктивности цепи при $U_{пр.} = 40 \cdot 10^3 В$ и постоянной электроемкости $C = 0,01 \cdot 10^{-6} Ф$

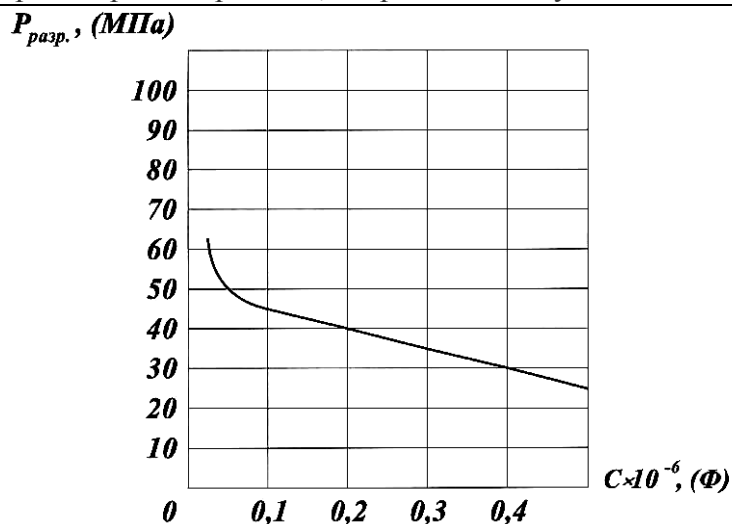


Рисунок 3 – Зависимость давления в канале разряда от электроемкости цепи при $U_{пр.} = 40 \cdot 10^3 В$ и постоянной индуктивности $L = 2,2 \cdot 10^{-3} Гн$

Из графика 2 видно, что уменьшение индуктивности с $2,2 \cdot 10^{-3} Гн$ до $0,02 \cdot 10^{-3} Гн$ приводит к увеличению давления разряда с $62 МПа$ до $130 МПа$ при постоянной электроемкости C (грубая регулировка давления), а с уменьшением емкости с $0,5 \cdot 10^{-6} Ф$ до $0,01 \cdot 10^{-6} Ф$ и постоянной индуктивности L (рисунок 3), давление $P_{разр.}$ возрастает с $25 МПа$ до $62 МПа$ (тонкая регулировка давления). Следовательно, для увеличения $P_{разр.}$ и КПД ЭГ-насоса целесообразно уменьшать индуктивность L и емкость конденсатора C блока преобразователя.

Таким образом, полученные результаты экспериментальных исследований (реальной апробации), проведенных на лабораторном макете ЭГ-насоса (при частоте электроразрядов от 1 до $20 Гц$) показали:

- Возможность практического использования разработанной конструкции насоса, работающей на эффекте Л.А. Юткина, без использования какого-либо электромеханического привода;
- Возможность создания больших избыточных давлений ($> 100 МПа$) насосом нового типа по сравнению с серийно выпускаемыми ТНВД ($< 100 МПа$);
- Возможность плавной (грубая и тонкая) регулировки создаваемых избыточных давлений топлива в рабочей камере насоса.

Экспериментальные исследования подтвердили правильность результатов теоретических разработок, выполненных для обоснования возможности применения ЭГ-насоса высокого давления в топливных системах дизельных ДВС, а высокий КПД и надежность работы насоса, главным образом, связаны с его простотой конструкции и отсутствием каких-либо приводных кинематических цепей.

Выводы

На основании полученных результатов исследований считаем, что разработанный топливный ЭГ-насос высокого давления может быть рекомендован для практического использования в ДВС вместо традиционных плунжерно-поршневых ТНВД после прохождения ряда промышленных испытаний, а его основными достоинствами являются:

- Возможность стабильной работы ЭГ-насоса без использования какого-либо электромеханического привода, что исключает мощностные затраты, связанные с приведением в движение привода топливонасоса и снижает шумность работы ДВС;
- Возможность создания, по сравнению с серийными ТНВД, больших избыточных давлений, под действием которых топливо будет качественно распыляться в камерах внутреннего сгорания, повышая топливно-экономические показатели ДВС;
- Возможность гибко управлять работой разработанного насоса с помощью электронного

пульты управления, что улучшает процесс контроля дозирования и впрыска топлива в камеру сгорания, повышая эффективность работы ДВС в целом;

- Применение ЭГ-насоса также позволяет значительно снизить металлоемкость конструкции и стоимость топливной системы ДВС, а также упростить ее техническое обслуживание.

Обобщая вышеизложенное, можно заключить, что приведенные результаты научно-исследовательских работ, направленных на создание топливного насоса нового поколения, свидетельствуют (в рамках реализованных теоретических и экспериментальных исследований) о возможности эффективного использования разработанного ЭГ-насоса высокого давления в топливных системах современных дизелей, причем область его применения не ограничивается только двигателестроением, а имеет потенциал в других областях промышленности.

Литература

1. Грехов Л.В. Аккумуляторные топливные системы двигателей внутреннего сгорания типа Common Rail: Учебное пособие. М.: Изд-во МГТУ, 2000, 64 с.
2. Грехов Л.В. Топливная аппаратура дизелей с электронным управлением: Учебно-практическое пособие. М.: «Легион-Автодата», 2003, 176 с.
3. Заяц Ю.А., Голубев Д.С., Строков П.И. Состав системы топливоподачи дизеля с использованием электрогидравлического эффекта // Известия МГТУ «МАМИ», № 2(8), 2009, с. 93-102.
4. Патент РФ на изобретение №2270356 Способ создания высокого давления топлива, впрыскиваемого в камеры сгорания дизелей, и система топливоподачи для его осуществления. Оpubл. 20.02.2006.
5. Юткин Л.А. Электрогидравлический эффект и его применение в промышленности. Л.: Машиностроение, ленингр. отд., 1986, 253 с. ил.

Моментная теория клина

д.т.н. проф. Мартынов В.К., Зверев А.И.
Университет машиностроения
8(495)223-05-23 zverev13@yandex.ru

Аннотация. В статье рассмотрены различные виды нагружения клина в процессе работы, рассмотрены силы, действующие на клин при различных видах нагружений, и предложена методика учета возникающих нагрузок.

Ключевые слова: клин, сила трения, приведенный коэффициент трения, скольжение, деформация, расчетная модель, эксцентриситет.

В технологическом оборудовании, станках, механизмах имеется целый ряд узлов, перемещаемых при работе по клиновым направляющим скольжения. Для их привода необходима информация по определению сил сопротивления перемещению, влиянию параметров клиновой пары.

В работе [1], названной пространственной теорией клина, по существу решалась лишь частная краевая задача на примере нагружения короткого клина. Не исследовалось расположение сдвигающей нагруженный клин силы для случая, продолжительного по длине контакта, пренебрегалось эксцентриситетом действия этой силы по отношению к силам трения, неправомерно оценивалось действие нормальных сил как результата изменения только контактных деформаций, излишне упрощенной была принята расчетная модель. Однако решение поставленной задачи имело большое прикладное значение, поэтому целесообразно продолжить начатое исследование и внести уточнения с тем, чтобы в общем случае рассмотреть действительную пространственную теорию нагружения клина, помещенного в клиновую канавку основания (рисунок 1а). При этом возможны два случая: первый – основание неподвижно, под действием осевой силы F сдвигается клин (рисунок 1б), второй – клин неподвижен, под действием осевой силы F сдвигается основание (рисунок 1в).

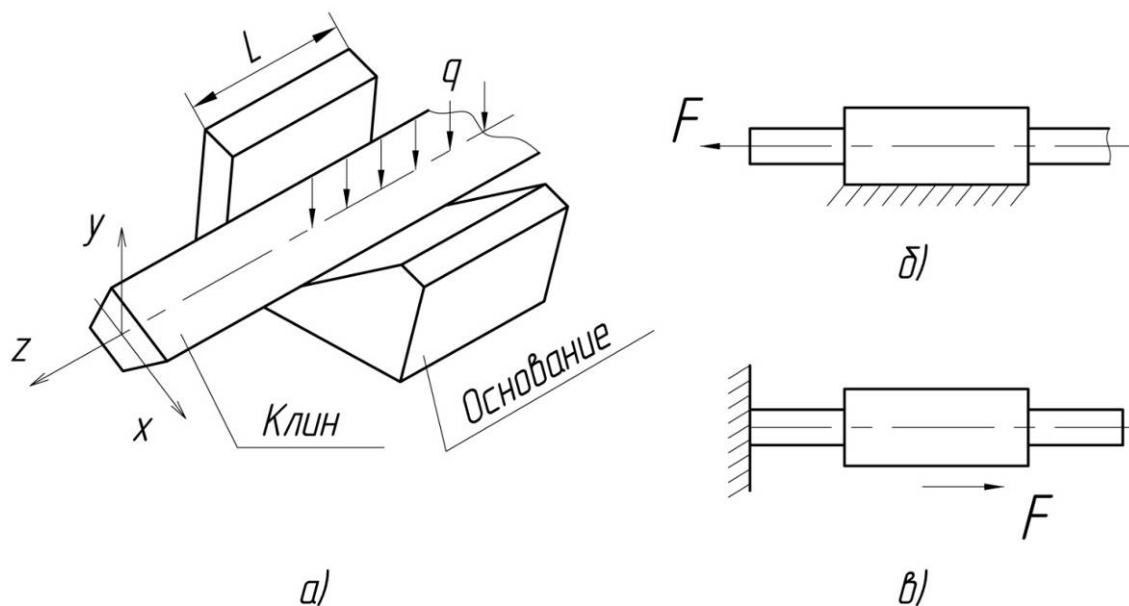


Рисунок 1 – Схемы работы клиновой пары

Рассмотрим предельный случай – полное осевое скольжение клина в канавке основания. При этом предполагаем клин как однородное тело, материал которого подчиняется закону Гука. Действие силы F рассматриваем со стороны реакции клина.

В поперечном сечении, т.е. плоскости XU , предполагаем, что точкой приложения равнодействующей сдвигающих сил является центр тяжести площади плоской фигуры (точка C_1 на рисунке 2).

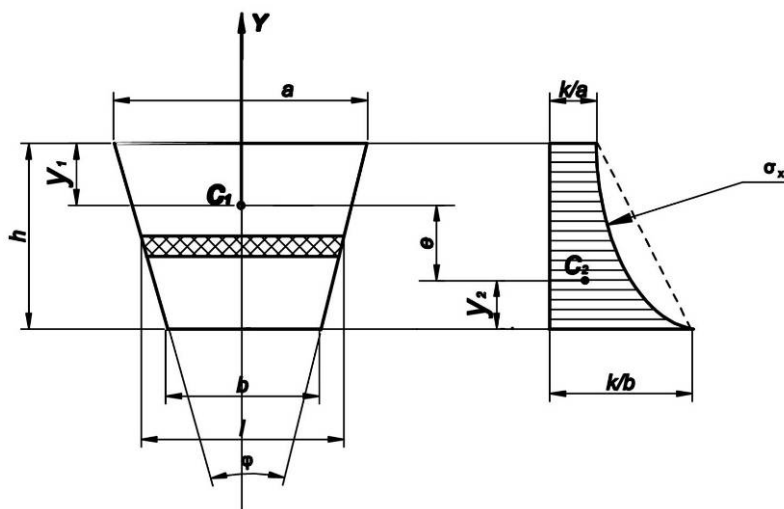


Рисунок 2- Расчетная схема

Учтем размеры сечения клина, указанные на рисунке 2. К ним, определяющим форму симметричной трапеции, относят длину любого промежуточного слоя l на расстоянии y от верхнего основания a

$$l = a - y \cdot \tan \frac{\varphi}{2} \quad (1)$$

координату точки C_1 , отсчитываемую от верхнего основания a ,

$$y_1 = \frac{h}{3} \cdot \frac{(2 \cdot b + a)}{(a + b)}. \quad (2)$$

Под действием сил q (рисунок 1а), вдавливающих клин в канавку основания, происходит поперечное сжатие его слоев. Предположим, что форма клина при этом сохранится и аб-

сolutная деформация сжатия Δl слоев будет одинаковой по всей высоте сечения h . В результате напряжения сжатия σ_x при постоянстве модуля упругости E_x для клина как анизотропного тела могут быть определены следующим образом:

$$\Delta l = \frac{\sigma_x}{E_x} \cdot l, \quad (3)$$

тогда

$$\sigma_x \cdot l = \Delta l \cdot E_x = k = const, \quad (4)$$

т.е. имеем гиперболический закон изменения σ_x , показанный на рисунке 2 пунктирной линией:

$$\sigma_x = \frac{k}{a - 2 \cdot y \cdot \tan \frac{\varphi}{2}} \quad (5)$$

при $y = 0$; $\sigma_x = \frac{k}{a}$, а при $y = h$; $\sigma_x = \frac{k}{b}$.

Для упрощения дальнейших расчетов удобнее гиперболический закон линеаризовать (показан на рисунке 2 пунктиром), а в полученной трапеции определять координату центра тяжести y_2 , т.е. центр давления (точка C_2), от нижнего основания (рисунок 2) в аналогичном (1) виде:

$$y_2 = \frac{h}{3} \cdot \frac{2 \cdot \frac{k}{a} + \frac{k}{b}}{\frac{k}{a} + \frac{k}{b}}, \quad (6)$$

или после упрощения:

$$y_2 = \frac{h}{3} \cdot \frac{(2 \cdot b + a)}{(a + b)}. \quad (7)$$

Окончательно эксцентриситет e (рисунок 2) точек приложения равнодействующих сил составит:

$$e = h - y_1 - y_2 = \frac{h}{3} \cdot \frac{(a - b)}{(a + b)}. \quad (8)$$

Если учесть, что равнодействующая сил отпора материала клина сжатию F_x приложена в точке C_2 (рисунок 2), то она с учетом коэффициента трения определит и силу трения $F_{тр}$, препятствующую продольному сдвигу клина в канавке основания, причем направление этой силы всегда противоположно направлению скольжения.

Наличие эксцентриситета e создает пару сил или момент, изменяющий вдавливание клина от начального действия q (рисунок 1).

Для рисунка 1б, когда клин скользит в канавке неподвижного основания, сила трения $F_{тр}$ направлена против его скольжения (рисунок 3а), и создаваемый момент пары сил стремится дополнительно вдавить клин в канавку.

В противоположном случае (рисунок 1в), когда клин неподвижен, а скользит основание, направление сил меняется (рисунок 3б), и создаваемый момент стремится выдвинуть клин из канавки. Таким образом, действие момента искажает процесс начального вдавливания клина в канавку основания и требует отдельного изучения.

Выделим из клина элемент dz (рисунок 3). Проведем силовой анализ для случая полного скольжения клина в канавке основания (рисунок 4).

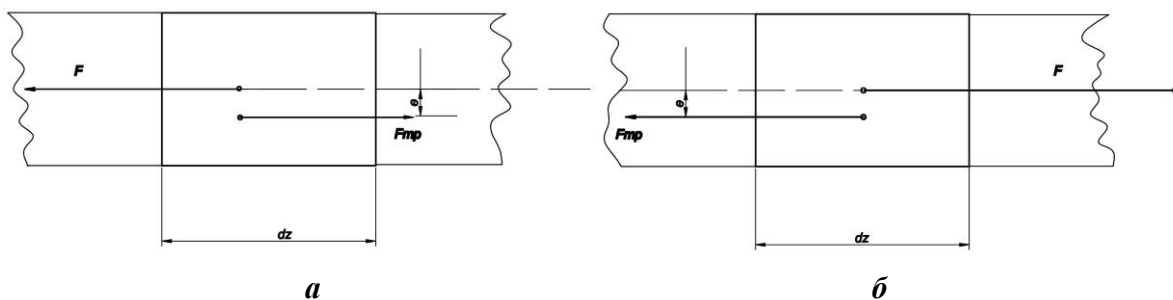


Рисунок 3-Схема действия пары сил

пл. XY

пл. YZ

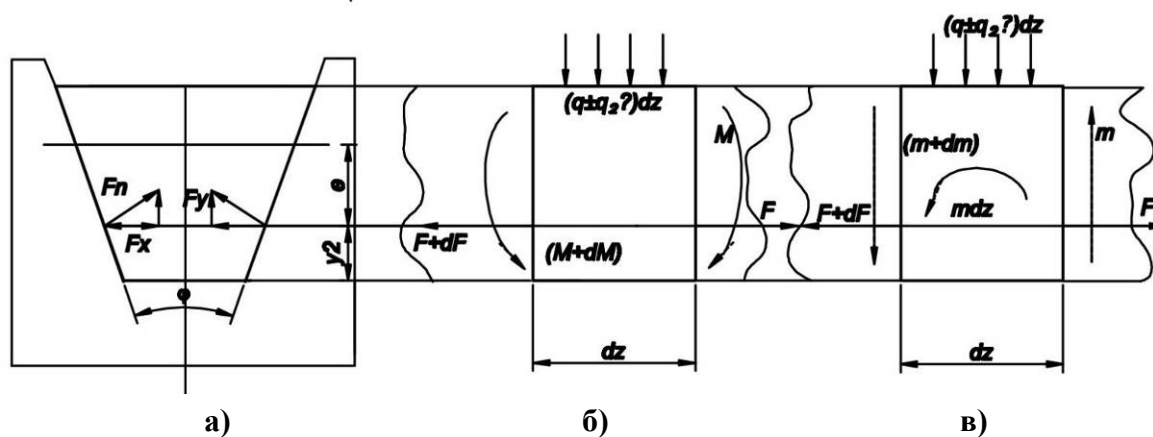


Рисунок 4 – Силовой анализ

На рисунке 4а показана схема действия сил на каждом из контактов клина. Из нее следует, что суммарная сила трения на элементе dz – $F_{тр}$ составит:

$$dF = dF_{тр} = 2 \cdot dF_n \cdot f = \frac{2 \cdot dF_y \cdot f}{\sin \frac{\varphi}{2}} = (q \pm q_m) \cdot dz \cdot f^*, \quad (9)$$

где: $f^* = \frac{f}{\sin \frac{\varphi}{2}}$ – приведенный коэффициент трения; (10)

q_m – интенсивность силы от действующего момента $dM = dFe$ (рисунок 4б).

Естественно, что в рассматриваемом случае суммарная в двух контактах сила трения равна сдвигающей клин силе F .

Для нахождения q_m используем преобразование Кельвина [2], дающего статически эквивалентную замену действия момента (рис. 4в), согласно которому $dM = -m \cdot dz$, где: m – фиктивная перерезывающая сила.

В результате:

$$q_m = -\frac{dm}{dz} = -\frac{d^2M}{dz^2} = \frac{d^2F}{d^2} \cdot e = 0. \quad (11)$$

Аналогичная зависимость приводится и в [3].

Возвращаясь к уравнению (9), с учетом (11) получаем исходное дифференциальное уравнение:

$$q \cdot f^* - \frac{d^2F}{dz^2} \cdot e \cdot f^* - \frac{dF}{dz} = 0. \quad (12)$$

Решение уравнения (12) проводим следующим образом: обозначим $\frac{dF}{dz} = v$ и подставим v в (12), тогда:

$$\pm \frac{dv}{dz} \cdot e \cdot f^* - v + q \cdot f^* = 0$$

или

$$\frac{d \frac{v}{q \cdot f^*}}{\frac{v}{q \cdot f^*} - 1} = -\frac{1}{e \cdot f^*} \cdot dz, \quad (13)$$

что после интегрирования приводит к уравнению:

$$\ln\left(\frac{v}{q \cdot f^*} - 1\right) - \ln C_1 = -\frac{z}{e \cdot f^*}, \quad (1)$$

где: $\ln C_1$ – константа интегрирования.

Проведя потенцирование, получаем:

$$C_1 \cdot \exp^{-\frac{z}{e \cdot f^*}} = \frac{v}{q \cdot f^*} - 1. \quad (14)$$

В начале контакта клина с основанием, т.е. при $z = 0$, сила F равна суммарной силе сопротивления движению F_1 . В то же время можно положить при $z = 0$ и $\frac{dF}{dz} = v = 0$. В итоге из (14) следует, что $C_1 = -1$, и тогда окончательно имеем:

$$v = q \cdot f^* \cdot \left(1 - \frac{1}{\exp^{\frac{z}{e \cdot f^*}}} \right) = \frac{dF}{dz}.$$

Интегрирование этого уравнения приводит к результату:

$$F_1 = q \cdot f^* \cdot \left[L + e \cdot f^* \cdot \left(1 - \exp^{-\frac{L}{e \cdot f^*}} \right) \right]. \quad (15)$$

Отсюда следует, что при $e = 0$ имеем $F_1 = q \cdot f^* \cdot L$.

Дополнительная роль момента при $e \neq 0$ оценивается прибавкой к F составляющей в скобках формулы (15), т.е. к увеличению силы сопротивления движению клина, характерному для исполнения, приведенного на рисунке 1б. В случае исполнения, приведенного на рисунке 1в, эта составляющая уменьшает силу сопротивления движению клина.

В настоящее время ведется подготовка эксперимента для практического подтверждения предложенной теории.

Литература

1. Вирабов Р.В. Пространственная теория клина и ее применение к коническим муфтам и фрикционным передачам. «Труды семинары по теории машин и механизмов». М: АН СССР, 1953 г., вып. 53, с. 20-46.
2. Пановко Я.Г. Механика деформируемого твердого тела. М. «Наука», 1985г., с. 287.
3. Тимошенко С.П., Гере Дж. Механика материалов. М. Изд. «Мир», 1976г., с. 670.

Развитие теории клиноременных передач

д.т.н. проф. Мартынов В.К., Зверев А.И.

Университет машиностроения

8(495)223-05-23 zverev13@yandex.ru

Аннотация. В статье рассматриваются разные методы расчета клиноременной передачи с целью оценки достоверности получаемых результатов, в итоге сделан вывод о необходимости учета жесткости ремня для получения достоверных результатов.

Ключевые слова: клиноременная передача, жесткость ремня, ресурс работы клиноременной передачи

В отечественной нормативной документации по клиноременным передачам отсутствует учет их конструктивного исполнения, а именно: выполняется ли условие постоянства суммарного натяжения ветвей передачи или условие постоянства межцентрового расстояния. Но это влияет на выбор начального натяжения ремня и, в итоге, на его ресурс. Последствия неучета конструктивного исполнения могут быть различными. Либо под нагрузкой произойдет уменьшение начального установленного в передаче межцентрового расстояния, либо существенное повышение тяговой способности и нагруженности основных узлов (валов и подшипников). Так, например, по результатам экспериментов, приведенных в работе [1], констатировалась возможность снижения для некоторых типов передачи установленного нормативами начального натяжения ремня при $\sigma_0 < 2\text{МПа}$ на 30-40%, где σ_0 – обобщенные начальные напряжения в ремне. Подобные эксперименты проводились неоднократно целым рядом исследователей. Получаемые результаты при этом аналогичны вышеприведенным. Выводы делались различные, часто противоречащие объяснению происходящего, но учитывалась важность решения проблемы для повышения ресурса ремней, создания их рациональной конструкции, выбора материалов, совершенствования технической и нормативной документации.

Исторически изучение работы ременных передач велось по двум направлениям. В первую очередь рассматривались физические процессы реализации окружной силы на дугах охвата ремнем шкивов, характерные для плоскореманных передач, имеющих на начальной стадии преимущественное распространение в технике (исследования Эйлера, Грасгофа, Понселе, Кретца и др.). Была создана классическая теория, в которой ремень отождествлялся с гибкой лентой или нитью. Следствием явилось пренебрежение поведением ветвей реальной передачи между шкивами, положение ветвей принималось касательным к шкивам. Позднее, с появлением клиноременных передач, разработанная теория была перенесена также и на них [2]. Но получаемые при этом результаты в теории и сравнения их с экспериментами приводили к большим погрешностям. Поэтому для клиноременных передач явилась настоятельная необходимость пересмотра и совершенствования положений, принятых в классической теории, что привело к появлению второго направления исследований.

Второе направление отличало рассмотрение процессов, свойственных поведению ремня не как нити, а как гибкого стержня обладающего определенной жесткостью [3]. Это привело к изучению поведения ветвей передачи, формирующих иные условия на границах дуг охвата ремнем шкивов. Для них, в силу принципа Сен-Венана, было безразлично поведение ремня на дугах охвата шкивов.

На каждом этапе развития и совершенствования теории ременных передач создавались физические модели, имитирующие их работу. Подробный анализ предложенных моделей приведен в [4]. Результаты второго направления исследований обобщены в [3]. Особый интерес в этих работах вызвало объяснение поведения клиноременных передач с фиксированным межосевым расстоянием, в настоящее время наиболее распространенных, в которых при работе происходило существенное повышение тяговой способности и нагруженности основных деталей (валов, подшипников) по сравнению с предсказанными классической теорией. Все же полного объяснения причин такого поведения вне связи с происходящим на дугах

охвата ремнем шкивов было недостаточно. Поэтому была предложена новая модель [5], причем она касалась объяснения поведения ремня без учета влияния жесткости.

Ниже рассматривается развитие этого направления исследований дополнением принятой расчетной модели учетом влияния жесткости ремня. Отметим, что понятие жесткости ремня в данном случае является условным, так как объясняет одновременно и деформации изгиба и деформации поперечного сжатия ремня в канавках шкивов. Подробнее их соотношение в суммарном результате рассмотрено в [6]. Принятая в статье только приведенная изгибная жесткость облегчает решение и упрощает вид конечных формул, не влияя на конечный результат.

Выделим из передачи шкив меньшего диаметра с охватывающим его ремнем (рис. 1а). При монтаже передачи под действием создаваемой межосевой силы F_a каждая ветвь будет натягиваться силой F_0 . Изгибная жесткость ремня исказит охватывание им шкива. Это проявится уменьшением угла α , свойственного огибанию шкива нитью, на величину углов жесткости Θ .

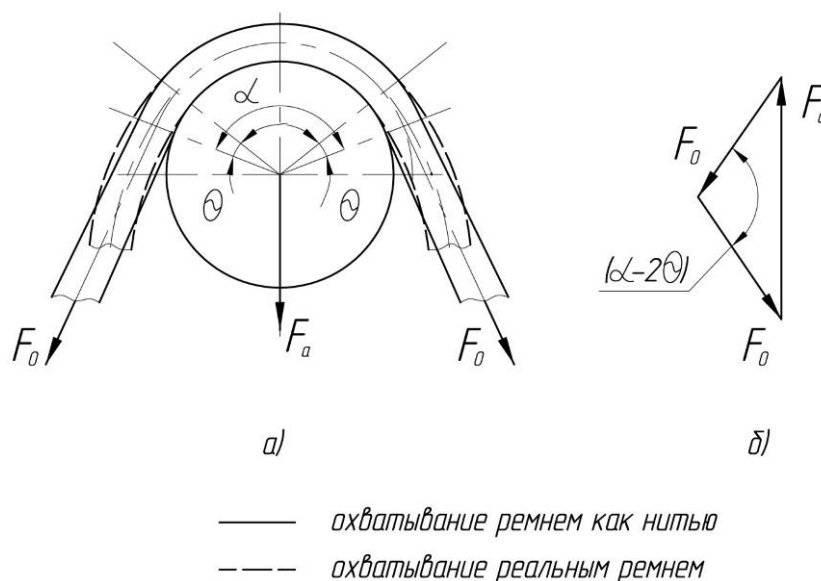


Рисунок 1- Расчетная схема начального натяжения ремня

На рисунке 1а показан вектор силы давления F_a на шкив, на рисунке 1б – реакция на него со стороны шкива. Связь сил устанавливается из силового треугольника (рисунок 1б) для дуги охвата в виде:

$$F_a = F_0 \cdot \sqrt{2 \cdot [1 - \cos(\alpha - 2 \cdot \Theta)]} = 2 \cdot F_0 \cdot \sin\left(\frac{\alpha}{2} - \Theta\right). \quad (1)$$

Так как согласно [3]

$$\cos \Theta = 1 - \frac{E_u \cdot I}{2 \cdot F_0 \cdot r^2}, \quad (2)$$

то при малых Θ

$$\Theta = \sqrt{\frac{E_u \cdot I}{F_0 \cdot r^2}}, \quad (3)$$

где: E_u – приведенный модуль упругости ремня при изгибе; I – момент инерции его поперечного сечения.

Для стандартных клиновых ремней $E_u = 30 \dots 50$ МПа.

Формула (1) в частном случае, когда $\alpha = \pi$, принимает вид:

$$F_a = 2 \cdot F_0 \cdot \cos \Theta, \quad (4)$$

или

$$F_a = 2 \cdot F_0 - \frac{E_u \cdot I}{r^2}. \quad (5)$$

Рассмотрим изменение силового равновесия ремня под нагрузкой, пренебрегая действием центробежных сил при работе передачи. Учтем, что особое значение для передачи с постоянным межцентровым расстоянием приобретает принимаемое равенство приращений длин ветвей под нагрузкой (принцип Понселе), которое позволяет допустить постоянство угла α , равного установленному при монтаже узлов передачи. Это означает сохранение постоянства дуги охвата ремнем шкива даже при изменении окружной силы. Под действием же окружной силы дуга охвата смещается в сторону более натянутой ведущей ветви. На рисунке 2а показано смещение оси симметрии дуги охвата на угол Ω , причем натяжение ветвей изменяется до F_1 на ведущей и F_2 на ведомой ветвях.

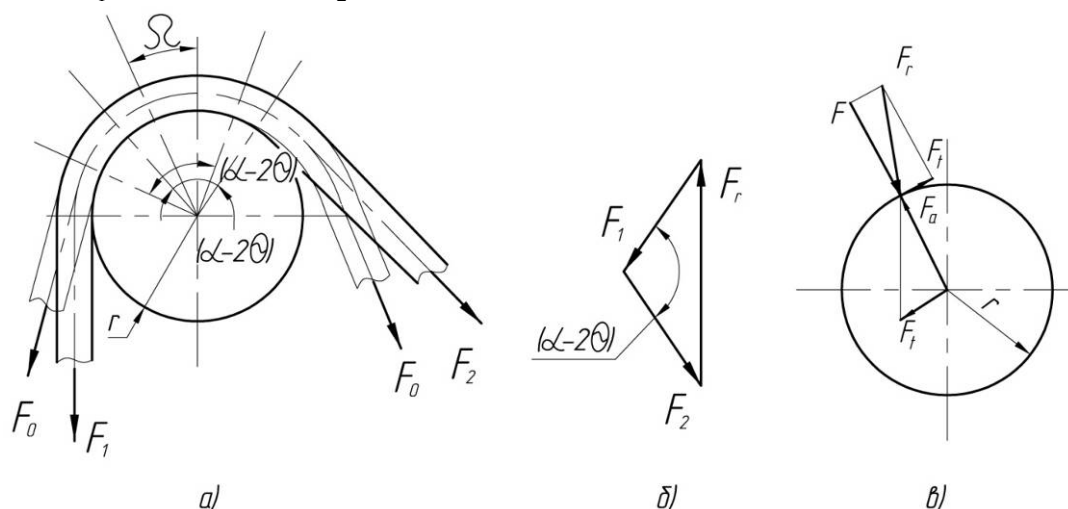


Рисунок 2 – Расчетная схема действия сил

Равнодействующая сил натяжений ремня F_1 и F_2 (рисунок 2б) F_r определится по уравнению

$$F_r = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 - 2 \cdot F_1 \cdot F_2 \cdot \cos(\alpha - 2 \cdot \Theta)}, \quad (6)$$

а окружная сила F_t

$$F_t = F_1 - F_2 = \frac{T}{r}, \quad (7)$$

где: T – крутящий момент; r – расчетный радиус шкива.

Равнодействующая F_r со стороны ветвей ремня уравновешивается реакцией со стороны шкива (рисунок 2в), которую рассматриваем в двух проекциях: радиальной F и тангенсальной F_t .

Неопределенная по смыслу сила F рассчитывается по уравнению:

$$F = \sqrt{F_r^2 - F_t^2}. \quad (8)$$

Объединяя (6), (7) и (8), получаем:

$$F = 2 \cdot \sin\left(\frac{\alpha}{2} - \Theta\right) \cdot \sqrt{F_1 \cdot F_2}. \quad (9)$$

Обозначим

$$\frac{F_1}{F_2} = m, \quad (10)$$

тогда с учетом (7), (8), (9):

$$\frac{F}{2 \cdot \sin\left(\frac{\alpha}{2} - \Theta\right)} = F_t \cdot \frac{\sqrt{m}}{m-1}. \quad (11)$$

Если для клиноременной передачи с $a = const$, $\alpha = const$ при $\alpha = 180^\circ$ (что соответствует в двухшквивной передаче передаточному числу, равному единице), $m = 5$ (что соответствует стандартному оптимальному режиму нагружения), то согласно (11) $F/2 = 0,56 \cdot F_t$. В классической теории независимо от типа передачи и при тех же условиях $F/2 = 0,75 \cdot F_t$, т.е. в 1,33 раза больше. Сравнение результата с приведенным в работе [3] для таких же условий, но полученным с иных позиций, а именно: с позиций второго направления исследований $F_0^* = 0,56 \cdot F_t$, позволяет заключить:

$$F/2 = F_0^*; F = F_a, \quad (12)$$

т.е. в общем случае при $a = const$ с учетом (1)

$$\frac{F_a}{2 \cdot \sin\left(\frac{\alpha}{2} - \Theta\right)} = F_0 = F_t \cdot \frac{\sqrt{m}}{m-1}. \quad (13)$$

В этой формуле учтено влияние изменения угла α для передачи с передаточным числом, не равным единице, причем отличие от коэффициента c_α в классической теории [2], учитывающей аналогичные изменения угла α , не превышает 5% (таблица 1).

Таблица 1

α^0	70	90	110	130	150	180
c_α	0,57	0,68	0,78	0,86	0,92	1
$\frac{\sin \alpha}{2}$ округленно	0,57	0,7	0,8	0,9	0,96	1

Одной из важнейших тяговых характеристик клиноременной передачи является коэффициент, или степень тяги. В классической теории он определяется по уравнению:

$$\psi = \frac{F_t}{F_a}. \quad (14)$$

В общем виде он выражается формулой:

$$\psi^* = \frac{F_1 - F_2}{F_1 + F_2}, \quad (15)$$

которая может дать результат, отличный от (14) для передачи с $a = const$.

Действительно, если учесть (10), то

$$\psi^* = \frac{m-1}{m+1} < 1, \quad (16)$$

т.е.

$$m = \frac{1 + \psi^*}{1 - \psi^*}. \quad (17)$$

Для случая (4) с учетом(10) и (14) получаем:

$$\psi = \frac{m-1}{2 \cdot \sqrt{m} \cdot \cos \Theta}. \quad (18)$$

Или, используя (16), (17) и (18), получаем:

$$\Psi = \frac{\Psi^*}{\cos \Theta \cdot \sqrt{1 - \Psi^{*2}}}, \quad (19)$$

что в свою очередь приводит к уравнению:

$$\Psi^* = \frac{\Psi \cdot \cos \Theta}{\sqrt{1 + \Psi^2 \cdot \cos^2 \Theta}}. \quad (20)$$

Сопоставление коэффициентов тяги для передачи с $a = const$ при одинаковом окружном усилии F_t , т.е.

$$F_t = \Psi \cdot F_a = \Psi^* \cdot F_r. \quad (21)$$

позволяет с помощью коэффициента υ

$$\upsilon = \frac{F_r}{F_a} = \frac{\Psi}{\Psi^*} \quad (22)$$

сравнить тяговую возможность. С учетом уравнений (19) и (20) получаем:

$$\upsilon = \sqrt{\frac{1}{\cos^2 \Theta} + \Psi^2} \geq 1. \quad (23)$$

Это означает, что

$$\upsilon \cdot F_a \geq F_r. \quad (24)$$

Причина различий кроется в том, что в классической теории начальное натяжение ремня F_0 устанавливается как среднеарифметическое натяжений F_1 и F_2 , т.е.

$$F_0 = \frac{F_1 + F_2}{2}.$$

В рассматриваемой теории согласно (9), (12) и (13)

$$F_0 = \sqrt{F_1 \cdot F_2}.$$

Коэффициент υ ограничивается предельным значением υ_{\max} , соответствующим моменту наступления полного буксования передачи. С использованием известного уравнения Эйлера значение υ_{\max} можно рассчитать по зависимости [3]:

$$\upsilon_{\max} = 1 + 2 \cdot \Theta^2 \cdot \left[\exp(f^* \cdot (\alpha - 2 \cdot \Theta)) - 1 \right], \quad (25)$$

где: f^* – приведенный коэффициент трения.

Анализ этого уравнения с учетом (3) показывает, что для передачи с $a = const$ роль деформаций, оцениваемых углом Θ существенна, причем при увеличении начального натяжения F_0 согласно (3) имеем уменьшение Θ . Т.е. понижение тяговых возможностей рассматриваемой передачи и в пределе при $\Theta \rightarrow 0$, $\upsilon_{\max} \rightarrow 1$. Это означает наличие равных тяговых возможностей в оценке передач с $a = const$ и $F_a = const$, что характерно для классической теории клиноременных передач. Аналогичный результат получаем при $E_u \rightarrow 0$ – значение, свойственное нити, принятой за основу в классической теории, когда согласно (3) $\Theta \rightarrow 0$. Уравнение (25) нашло надлежащее экспериментальное подтверждение [3, 7].

Выводы

Только учет жесткости ремня позволяет получить результаты, соответствующие действительности, учесть возможности работы и отличия тяговых способностей клиноременных передач различного конструктивного исполнения.

Литература

1. Лапшина Н.В., Саженов А.Ф. «Тяговая способность приводных ремней с различными материалами несущего слоя в передачах с постоянным и изменяющимся межосевым рас-

- стоянием». В сб. «Бесступенчато-регулируемые передачи», выш. 1, Ярославль, ЯПИ, 1976, с. 37-43.
2. Пронин Б.А. «Клиноременные и фрикционные передачи и вариаторы». МашГиз, 1960, 334с.
 3. Мартынов В.К. «Прикладная теория передачи трением гибкой связью». «Проблемы машиностроения и автоматизации», 1993, № 3-4, с. 21-32.
 4. Мартынов В.К., Семин И.И. «Модели реализации сил трения в клиноременной передаче». «Трение и смазка в машинах и механизмах», 2006, № 9, с. 22-28.
 5. Мартынов В.К., Дмитриева Л.Ф. «Новая модель работы клиноременной передачи». «Трение и смазка в машинах и механизмах», № 4, 2012, с. 12-15.
 6. Семин И.Н. «Экспериментальная оценка тяговой способности клиноременной передачи». Справочник. Инженерный журнал, № 12, 2006, с. 26-31.
 7. Галаджев Р.С., Мещеряков С.И., Савенков М.В, Троянова Г.П., «Силовые и тяговые зависимости клиноременных передач при типовых способах натяжения ремней». В сб. «Динамика узлов и агрегатов сельскохозяйственных машин», Ростов-на-Дону, РИСХМ, 1985, с. 16-23.
 8. Баловнев Н.П., Вавилов П.Г. Пути совершенствования механического привода генератора энергоснабжения пассажирского вагона. Научный рецензируемый журнал. – М., Известия МГТУ «МАМИ», № 2(4), 2007, с. 76-78.

Современные тенденции развития систем безопасности легкового автомобиля

Меделец Н.А.

ФГБНУ Всероссийский Научно-Исследовательский Институт Технической Эстетики
medelets@yandex.ru

Аннотация. В статье делается обзор современных тенденций систем безопасности легкового автомобиля в контексте развивающихся информационных технологий.

Ключевые слова: дизайн, легковой автомобиль, конструирование, системы безопасности

Инженеры-конструкторы и дизайнеры при проектировании автомобиля всегда ставили во главу угла условия его эксплуатации, характер взаимодействия транспортного средства и водителя, надежность, а также безопасность. Начиная с модели Т. Генри Форда 1908 года одной из главных задач была безопасность вождения. Впоследствии все проектирование было развернуто вокруг человека, относительно так называемой Н-point, точки опоры между туловищем и верхней части ног на основе антропометрических, эргономических показателей. Как известно, система безопасности автомобиля подразделяется на активную и пассивную. Активная безопасность – это совокупность конструктивных и эксплуатационных свойств автомобиля, направленных на предотвращение дорожно-транспортных происшествий и исключение предпосылок их возникновения, связанных с конструктивными особенностями автомобиля. Основным предназначением систем активной безопасности автомобиля является предотвращение аварийной ситуации. Наиболее известными и востребованными системами активной безопасности являются: антиблокировочная система тормозов, антипробуксовочная система, система курсовой устойчивости, система распределения тормозных усилий, система экстренного торможения, электронная блокировка дифференциала. Имеются также вспомогательные системы активной безопасности (ассистенты), предназначенные для помощи водителю в трудных с точки зрения вождения ситуациях. К таким системам относятся: парктроник; адаптивный круиз-контроль; система помощи при спуске; система помощи при подъеме; электромеханический стояночный тормоз. Пассивная безопасность – совокупность конструктивных и эксплуатационных свойств автомобиля, направленных на снижение тяжести дорожно-транспортного происшествия. Включает в себя, помимо прочего:

подушки безопасности; сминаемые или мягкие элементы передней панели; складывающуюся рулевую колонку; травмобезопасный педальный узел – при столкновении педали отделяются от мест крепления и уменьшают риск повреждения ног водителя; инерционные ремни безопасности с преднатяжителями; энергопоглощающие элементы передней и задней частей автомобиля, сминающиеся при ударе, – бамперы; подголовники сидений – защищают от серьёзных травм шеи пассажира при ударе автомобиля сзади; безопасные стёкла – закалённые, которые при разрушении рассыпаются на множество неострых осколков и триплекс; дуги безопасности, усиленные передние стойки крыши и верхняя рамка ветрового стекла в родстерах и кабриолетах; поперечные брусья в дверях и т. п. защита от проникновения двигателя и других агрегатов в салон (увод их под днище).

Цель данной статьи показать тенденции развития систем безопасности и их влияние на качество жизни и качество управления транспортным средством.

Тем не менее, мы до сих пор сталкиваемся с такой проблемой, как аварийность и дорожно-транспортные происшествия с человеческими жертвами, что говорит о несовершенстве систем безопасности. По статистике во всем мире ежегодно в ДТП погибает более 1 200 000 человек и порядка 50 000 000 получают травмы различной степени тяжести. Каждый год на дорогах России в результате дорожно-транспортных происшествий, погибает примерно 35 000 человек. Свыше 270 тысяч человек получает в ДТП травмы различной степени тяжести, лишаются рук или ног, становятся инвалидами. По сравнению с 1980-м годом на сегодняшний день показатели ДТП увеличились вдвое.

В наши дни ужесточились стандарты по безопасности транспортных средств, это касается как активной безопасностью, так и пассивной. Применяются композитные, ударопрочные материалы в элементах кузова и салона, значительно уменьшающие риск травмирования водителя и пассажиров.

В последнее время в связи с развитием информационных технологий большое внимание уделяется интерактивной составляющей пользовательского интерфейса автомобиля. Автомобиль теперь сравним с гаджетом, где присутствует множество функций, отвечающих как за управление, так и за связь и взаимодействие с внешним миром. Примером могут служить разработки автопроизводителей Audi и Mercedes [4], представивших новую систему, подключающую автомобиль к "внешнему миру". Mbrace2 от Mercedes получила встроенную поддержку приложений для Facebook, Yelp и Google Local Search, позволяющих водителям и пассажирам оставаться в онлайн даже в салоне автомобиля, также при помощи системы водители могут удаленно получать доступ к своим машинам, проверяя закрыты ли двери, заглушен ли двигатель, контролируя уровень топлива и выполняя другие диагностические операции, находясь вдали от машины. Система MMI (Multi-Media Interface) от Audi работает на основе SoC-системы Nvidia Tegra3. Эта разработка способна обрабатывать 3D-графику и представлять ее на экране бортового компьютера автомобиля. Она взаимодействует с Google Earth and Google Street View, представляя фотореалистичную навигацию для водителей. Audi Connect еще одна разработка от Audi, позволяющая водителю, находящемуся вдали от автомобиля, посредством смартфона, получать диагностические данные об автомобиле.

Интерактивная составляющая во многом упрощает управление автомобилем, экономит время, повышает безопасность. Внедряются новые способы управления транспортным средством, и создание автомобиля ведется на уровне диалога человека и изделия. Проектирование ведется на уровне отношений «вещь-человек», также осуществляется разработка эмоционально-поведенческого сценария взаимодействия субъект-объект проектирования. Подтверждением вышесперечисленного может служить разработка китайских инженеров, спроектировавших беспилотный автомобиль на базе серийной модели FAW Hongqui HQ3 [5]. Автомобиль проделал путь в 286 км со скоростью до 90 км/ч по загруженной автомагистрали. Машина не использовала GPS, полагаясь только на видеокамеры, радарные датчики и искусственный интеллект, а центр управления в автомобиле сам анализировал дорожные знаки, снижал-увеличивал скорость там, где требуется, контролировал положение прочих участников движения, учитывал дорожные развязки и т.п.

Таким образом, развитие интреактивной составляющей в управлении транспортным средством способствует быстрому реагированию компьютеризированной системы на изменение дорожной ситуации. Компьютерное управление более безопасно, чем управление автомобиля человеком. Человек склонен терять концентрацию и уставать, а машина сможет предусмотреть все факторы дорожного движения и свести к минимуму число ДТП.

Новая интерактивная среда формирует качественно новый подход к проектированию автомобиля. Так, германские инженеры разработали механизм управления транспортным средством с помощью устройства, которое интерпретирует сигналы, посылаемые человеческим мозгом. Проект Brain Driver [6] реализуется группой AutoNOMOS, действующей при Свободном университете Берлина. Он является частью более масштабной программы, нацеленной на создание автономных и полуавтономных автомобилей. Прототипом для эксперимента стала машина MadeInGermany – Volkswagen Passat Typ 3C, оборудованная радаром, видеокамерами, датчиком GPS и лазерными дальномерами (лидарами), которые создают трёхмерное изображение и передают его на приборную панель. В качестве интерфейса управления MadeInGermany тестировались iPhone и iPad, а также система, отслеживающая движение глаз водителя. В конце концов исследователи остановились на устройстве EPOC компании Emotiv. Этот прибор, напоминающий головную гарнитуру, основан на принципе электроэнцефалографии (ЭЭГ): регистрируя электрические сигналы мозга с помощью 16 электродов, он позволяет управлять виртуальными объектами на экране компьютера, перемещая их в разные стороны. С помощью специального программного обеспечения, установленного на бортовом компьютере, водитель смог контролировать вращение рулевого колеса, а также движение педалей акселератора и тормоза. Хотя система прошла испытания, исследователи подчёркивают, что это только демонстрация взаимодействия человека и транспортного средства и на реальных дорогах ей пока делать нечего. Возможности Brain Driver ограничены набором простых команд и не позволяют совершать сложных манёвров, а сами команды передаются с задержкой.

Нововведением в пассивной безопасности является подушка безопасности для пешеходов. Так поступила компания Volvo. [8] Компания Volvo представила на своём новом хэтчбэке, дебютировавшем на Женевском автосалоне, совершенно новый вид подушки безопасности, призванной защитить пешеходов. Система обнаружения последних автоматически замечает будущую жертву автомобилиста, громко и ярко предупреждает об этом водителя, затем сама пытается затормозить, а если не успевает – стелет несчастному соломку в виде подушки безопасности, выстреливаемой с верхней поверхности капота. Мир многим обязан шведским автопроизводителям, имеющим слабость к созданию чего-нибудь экстравагантного в области безопасности. Трёхслойные автомобильные стекла, трёхточечные ремни безопасности, лямбда-зонд, автомобильный катализатор и т.д. На сей раз хэтчбэк Volvo V40, дебютировавший на автосалоне в Женеве, первым получит продвинутую систему обнаружения пешехода (Pedestrian Detection). Она базируется на дублирующих друг друга ультразвуковых и радиолокационных датчиках «дальнего оповещения» и сенсорах в передней части автомобиля, которые реагируют непосредственно на столкновение с пешеходом. Капот автоматически приоткрывается, и подушка закрывает самые травмоопасные для пешехода точки, то есть передние стойки. Pedestrian Detection «видит» пешехода (ростом не ниже 80 см), прогуливающегося по проезжей части перед автомобилем, сама вычисляет расстояние до него и скорость сближения, а также примерную траекторию движения впереди идущего человека (на основе наблюдаемого ею направления и скорости его ходьбы). Если при решении этой задачи системе покажется, что при следовании на прежней скорости случится наезд, водителю подаются интенсивные звуковые и световые сигналы. Система начнёт торможение сама, если водитель допустит ошибку и перепутает педаль газа и тормоза. Однако полная остановка под силу ей только в том случае, если скорость не превышает 35 км/ч, иначе она лишь несколько сбросит обороты. Полную остановку на больших скоростях шведский автопроизводитель посчитал небезопасной, поскольку компьютерное торможение по человеческим стандартам считается слишком резким, могущим вызвать травмы у непристёгнутого автомобили-

ста и наезд тех, кто следует сзади. Наконец, если ничего не помогло и наезд на пешехода всё же произошёл, задняя часть капота автоматически приподнимается, а затем из-под нее выстреливается подушка безопасности, прикрывающая нижнюю часть лобового стекла и передние стойки машины. Обычно именно попадание в нижнюю часть лобового стекла или в район передних стоек наиболее опасно для сбиваемого. Система отслеживания пешеходов не даст водителю слишком уж заезваться: проецируемый световой сигнал будет ярким, а предупредительный гудок – громким. Систему не стоит идеализировать. Инстинктивно водитель старается отклонить руль в последний момент, поэтому в большинстве случаев столкновение происходит слегка по касательной, а в этом случае польза от подушки гораздо меньше, ведь она не «работает» по бокам. Да и значительная часть травм пешеходов связана в первую очередь с вторичным ударом о столбы, дорожное ограждение и пр., уже после того как они отлетают от автомобиля. Эти повреждения подушка, разумеется, нивелировать не сможет.

Тем не менее, начинание не просто оригинально, но и в значительной степени полезно: по статистике 12% всех ДТП представляют собой наезды на прогуливающих граждан. Остаётся надеяться, что примеру Volvo последуют и другие производители – для начала хотя бы выпускающие автомобили премиум-класса.

Тенденция к упрощению, минимизации, замене или полному отказу от определенных функций порождает новый подход к проектированию транспортного средства. Так, в 2010г. Nissan предложил футуристический концепт Nissan iV [7] с системой безопасности Safety Shield, которая использует принципы поведения рыб в стае, благодаря чему разработчики надеются полностью избежать аварий и снизить вес машины, так как элементы пассивной безопасности становятся уже нецелесообразны.

Во многом то, что мы видим в автотранспорте, "перекочевало" из других областей промышленного проектирования. Так, одним из перспективных направлений развития бортовых систем летательных аппаратов по воспроизведению речи и звука является пространственная локализация звукового сигнала, создающая трехмерную картину происходящего в том или ином направлении. Голосовая информация может быть рекомендательного и информативного характера (при полете по маршруту или заходе на посадку и т.д.), а также аварийная информация, например, о неисправностях левого двигателя. Сообщение будет воспроизводиться сзади слева, а угроза о нападении – с того направления, откуда зафиксирована опасность. Распределение звуковой информации от диспетчера, членов экипажа и речевого информатора по разным направлениям позволит лётчику легче распознать и усвоить данные. Такое представление информации позволяет уменьшить мыслительную работу пилота, сделать ее более интуитивной, что позволяет увеличить пропускную способность потока данных к пилоту за счет его способности воспринимать пространственную информацию.

Однако существует некоторые особенности восприятия человеком звука, которые необходимо учитывать в разработках. В большинстве люди хорошо определяют направление звука, но трудности возникают при расположении источника звука точно спереди или сзади, при этом возможна ошибка в 180° . При возникновении таких проблем источник звука следует сместить в сторону. А при представлении информации, не имеющей пространственной ориентации, рекомендуется расположение источника звука спереди, чтобы не отвлекать лётчика от пилотирования. Концепция трехмерного звука пока не реализована. Но работы в этом направлении ведутся активно. Исследовательская программа Virtual Cockpit Optimisation Program проводится армией США в интересах пилотов вертолётов. В качестве одной из ключевых технологий выбран трехмерный звук, воспроизводимый через шлем пилота. Австралийская исследовательская организация Defence Science & Technology Organisation проводит свою разработку, ориентированную на использование трехмерного звука для быстрой ориентации пилота в отношении пространственного положения угроз и целей.

В исследовательском центре Army Research Institute, форт Рукер (США) проводились исследования по программе STRATA (Simulation Training Research Advanced Testbed for aviation). На тренажере вертолёта AH-64 Apache было сконструировано и апробировано устрой-

ство, создающее трёхмерный звук. При этом в наушниках имитировался обычный для вертолета шум на уровне 77 дБ, который пилот слышит в реальном вертолёте в защитном шлеме.

Исследовательский центр НАСА (NASA Ames Research Center) разработал первый трёхмерный аудиопроцессор, предназначенный для работы с несколькими каналами связи.

Фирма Singapore Technologies Aerospace (ST Aero) представлена программой модернизации авионики истребителя F-16 под названием «Falcon ONE», которая в числе прочего включает трёхмерный звук.

Таким образом, используя уже имеющиеся наработки в авиационной отрасли, робототехнике, интерактивных технологий можно значительно сократить вероятность дорожно-транспортных происшествий, повысить качество жизни человека, улучшить условия эксплуатации транспортных средств, перейти от основной функции автомобиля как средства передвижения человека в пространстве к функции места временного пребывания в транспортной среде. В ближайшие годы безопасность по-прежнему останется высшим приоритетом и будет стимулировать развитие и внедрение технологий, призванных снизить аварийность [9]. Камеры заднего обзора станут стандартным оборудованием, благодаря предложению американской Национальной администрации безопасности дорожного движения, которая потребует их установки на все легковые автомобили уже в 2014 году. Стоимость подобной опции составит не более \$50 для автомобилей, оснащенных дисплеями (например, экраном навигационной системы), и около \$150 для машин без такого дисплея. К 2020 году стоимость этих устройств станет копеечной. Более технологически продвинутые камеры, с обзором на 180 или даже на 360 градусов, будут широко применяться как часть стандартной комплектации или недорогой опции в премиум-моделях, подобно тому как это уже есть у Ford, Chrysler и BMW. Уже сегодня система Around View Monitor стоимостью в \$200 в автомобилях Infiniti дает подобный обзор, "склеивая" картинку с четырех камер в компьютере.

Получат распространение системы обнаружения пешеходов, подобные той, что устанавливается сейчас на Volvo S60, и позволяет остановить машину на скорости свыше 30 км/ч, равно как и системы, подобные City Safety, предназначенные для избежания столкновений в плотном городском потоке. Станут стандартом системы ночного видения, аналогичные тем, что устанавливаются в топовых версиях BMW и Mercedes. Сейчас эти системы стоят до \$2000, но к 2020 году они станут массовыми и дешевыми. К 2020 году получит тотальное распространение адаптивный круиз-контроль, работающий на основе данных радара и позволяющий держать безопасную дистанцию от впереди идущего автомобиля. В настоящее время эта опция предлагается для автомобилей BMW, (\$2400) и A4 Ауди (\$2100), она доступна и на флагмане Ford – модели Taurus (\$1200).

Автомобиль станет не просто механическим средством передвижения, но окончательно превратиться в "интеллектуальное устройство" – машины будут связываться между собой с помощью систем беспроводной связи. В настоящее время "Форд" работает над подобными системами, которые позволяют передавать данные о местоположении вашего автомобиля и распознавать окружающие вас транспортные средства. Система предупредит вас о встречной машине впереди, когда вы захотите совершить обгон на сельской дороге или предупредит вас о машине, которая "пролетела" на красный свет. Как опция эта технология будет доступна к концу десятилетия. Информационно-развлекательные системы станут совершеннее, и в них будет широко использоваться голосовое управление.

Основные тенденции современной системы безопасности легкового автомобиля: 1) роботизация управления; 2) отказ от пассивной безопасности; 3) минимизация или отказ от органов управления; 4) интерактивный интерфейс взаимодействия человек-машина; 5) камеры заднего вида как стандартная комплектация; 6) системы обнаружения пешеходов; 7) адаптивный круиз-контроль; 8) подушка безопасности для пешеходов.

Литература

1. Вудсон У., Коновер Д. Справочник по инженерной психологии для инженеров и художников-конструкторов., перевод с англ. Пашутина А.М. под ред. Венда В.Ф. – М.: Мир, 1968.

2. Лазарев Е.Н. Дизайн машин. – Л.: Машиностроение, 1988.
3. Штробель В.К. Современный автомобильный кузов. Перевод с немец. Н.А. Юниковой, под ред. Л.И. Вихко. - М.: Машиностроение, 1984. – 264с., ил.
4. <http://www.cybersecurity.ru/>
5. <http://wwr.ru/?p=2261>
6. <http://nauka21vek.ru/archives/10444>
7. <http://www.cardesign.ru/articles/library/2010/10/21/4279/>
8. <http://nauka21vek.ru/archives/30026>
9. <http://autoutro.ru/review/2011/09/22/220101.shtml>

Информационные и энергетические преобразователи в системах управления

к.т.н. доцент Мельников А.А.
Университет машиностроения
Ark-melnikov@yandex.ru

Аннотация. Рассматриваются информационные и энергетические преобразователи с позиций системотехники. Набор элементов превращается в систему благодаря обмену информацией между элементами, поэтому качество любой системы определяется процессами передачи информации в ее элементах и системе в целом. Рассматривается кинетика информационных процессов и влияние ее на качество систем управления.

Ключевые слова: системы управления, информационные и энергетические преобразователи, кинетика информационных процессов

При рыночной экономике покупатель отдает предпочтение товарам, отвечающим современному уровню техники. При разработке нового изделия разработчик анализирует аналоги – устройства, выполняющие аналогичные функции, но не удовлетворяющие современным требованиям. Из аналогов выбирается прототип, который дорабатывается под заданные требования. Одной из первостепенных задач является определение соответствия прототипа современному уровню развития техники. На основании проведенного анализа формулируются окончательные требования к разрабатываемому изделию.

Одним из плодотворных направлений при разработке новой техники является системный подход. Термин система широко используется в автомобилестроении с давних пор, но научное определение он получил при создании науки – системотехника. Системотехника возникла как самостоятельная наука в США и СССР в 50-60 годах при создании сложных систем, таких как системы противовоздушной обороны (ПВО). Разработка хорошо функционирующих элементов системы, таких как локационные станции, средства связи и наведения, телеметрии и пунктов управления, не гарантировали работу системы в целом.

Эти же проблемы возникают и при создании ДВС. Разработка, например, удовлетворяющих общим требованиям элементов системы зажигания (трансформатора зажигания, коммутатора, распределителя и т.д.) не гарантирует работу ДВС в сборе. Для обеспечения работы ДВС требуется его доводка, которая осуществляется системотехниками. Системотехник – это специалист широкого профиля, который способен оценить состояние объекта в целом.

Системотехника и кибернетика как наука об общих законах управления и информационных связях в технических, биологических и социальных системах позволили определить предмет теории управления сложными системами и показали, что практически все материальные системы являются системами управления или их элементами.

Самым существенным фактором в организации целостной системы, к какой бы категории она ни относилась, является передача в ней информации. Только благодаря непрерывному обмену информацией между отдельными частями системы (элементами) осуществляется их организованное взаимодействие. Способы соединения элементов в систему немногочис-

ленны [2]. Современные системы строятся на основе магистрального (шинного) принципа обмена командами и данными.

При изучении систем рассматривают статику (изучение граничных состояний), кинетику (выявление характера движущей силы, приводящей в действие систему) и динамику (изменении параметров системы во времени под действием движущей силы). В зависимости от области исследований можно рассматривать кинетику вещества (перемещение масс); кинетику энергии системы (кинетическую энергию); кинетику информационных процессов (выявление носителей и их формы, информативных параметров, движущей силы в процессах передачи информации).

Однозначного определения термина информация в современной науке нет. В разных источниках информацией называют любые сведения о каких-либо ранее неизвестных объектах: содержательное описание объекта, события или явления; результат выбора; содержание сигнала, сообщения; меру разнообразия, отраженное разнообразие; уменьшаемую неопределенность; меру сложности структур, меру организации; результат отражения реальности в сознании человека, представленный на его внутреннем языке; семантику и прагматику языка представления данных; атрибут материи и многое другое.

Можно выделить несколько направлений в информационных теориях: теории, рассматривающие фундаментальные основы информации, и теории, связанные с определением количества информации, и теории передачи информации потребителю (количественные теории информации). Классическая количественная теория информации состоит из двух частей: теории преобразователей, преобразующих сигналы, основную долю в которой составляют вопросы кодирования, декодирования и модуляции, и теории передачи сообщений и сигналов без шумов и с шумами (с помехами) в канале связи, основным утверждением которой является, что носителем сообщения или информации является сигнал.

Для рассмотрения информационных и энергетических преобразователей применяется подход к информационно-энергетическим процессам, используемый Новицким П.В. [1]. Все материальные объекты одновременно обладают неразрывно связанными атрибутами материи: массой, энергией и информацией. Информация – это универсальное свойство всего существующего в материальном мире, которое можно передавать только с помощью сигналов.

Основой существования и функционирования технических объектов является движение в них материальных потоков в соответствии с объективно существующими законами природы. При движении материальных потоков масса объекта проявляет себя инерционными свойствами, энергия – возникновением силы, воздействующей на окружающие материальные тела и способной совершать работу, информация заключена в разнообразии пространственно-временных состояний, отражающих результат взаимодействия с другими материальными телами или являющихся следствием внутренних превращений. В технике это отражается рассмотрением материальных объектов в трёх аспектах: вещественном, энергетическом и информационном [1, 2].

Любой объект проявляет свое состояние определёнными свойствами, которые могут быть выделены из общего потока информации и определены с помощью информационных (измерительных) средств. Физические величины, характеризующие условия протекания процесса в объекте управления, в технике называют параметрами. А под процессом понимается изменение во времени параметра. Различают активные (поточные), характеризующие энергию движения материального потока, и пассивные, характеризующие свойства вещества, параметры.

Единственный способ получения объективной количественной информации об объекте – это измерение. Измерение – это процесс восприятия неизвестной величины, преобразование ее в величину, для которой существует эталон (мера), и нахождение цифрового эквивалента отношения неизвестной величины и меры – единицы измерения [2].

Контроль – это частный случай измерения, когда в качестве меры используется не единица измерения, а заданная величина – уставка.

Без учета операции восприятия неизвестной величины и преобразования уравнение из-

мерения можно записать в следующем виде:

$$N = Q/q, \quad (1)$$

где: N – цифровой эквивалент (результат измерения), Q – неизвестная величина, q – единица измерения.

Передача информации может происходить только в результате массообменных процессов, т.е. перемещения потока вещества, характеризующегося определенной физической величиной (поточным параметром). Физическая величина выступает носителем информации. Форма физической величины определяет информативные параметры, изменение которых обеспечивает передачу информации. Изменение информативного параметра под воздействием входной величины преобразователя называется модуляцией. Носитель с модулированным информативным параметром называется сигналом [2].

Форма физической величины (носителя информативного параметра) определяет возможные виды модуляции. Информация по цепи преобразователей и линий связи передается путём модуляции (изменения по определённому закону) информативного параметра носителя информации. В качестве носителя информации может быть использована любая физическая величина.

При отсутствии модулирующего сигнала носители информации по форме могут быть постоянного уровня и переменного уровня, например, в виде гармонических колебаний (рисунков 1а, д). Для электрических величин это постоянные и переменные токи и напряжения. Носители, показанные на рисунке 1а, непрерывные по времени и по уровню, называются аналоговыми. Они имеют один информативный параметр A_m (размер, интенсивность, уровень, амплитуду).

Другая форма носителей представлена на рисунке 1б. Это импульсные носители, дискретные по времени и непрерывные по уровню (амплитуде). Носители, показанные на рисунке 1б, имеют в качестве информативных параметров A_m – амплитуду; f – частоту; $t = 1/f$ – период следования; τ – длительность (ширину) импульсов и $\varphi = 2\pi(\Delta t)/t$ – фазовый сдвиг (сдвиг относительно начального положения на время Δt). Периодическая последовательность импульсов может характеризоваться – скважностью $i = t/\tau$ или относительной длительностью (коэффициентом заполнения) $\gamma_\tau = \tau/t$.

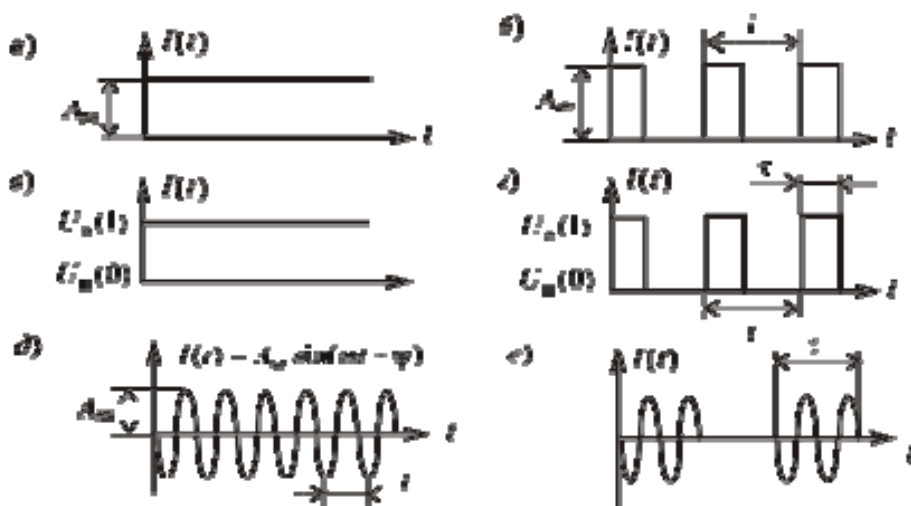


Рисунок 1 – Формы носителей информативного параметра:

- а** – постоянного уровня (непрерывный по времени и непрерывный по амплитуде);
- б** – дискретно-непрерывный (дискретный по времени и непрерывный по амплитуде);
- в** – непрерывно-квантованный (непрерывный по времени и квантованный по амплитуде);
- г** – дискретно-квантованный (дискретный по времени и квантованный по амплитуде);
- д** – гармонический (непрерывный по времени и непрерывный по амплитуде)
- е** – гармонический (дискретный по времени и непрерывный по амплитуде)

Информативные параметры носителя могут квантоваться, т.е. иметь только несколько

значений. Носитель, непрерывный по времени и с квантованным уровнем (амплитудой) показан на рисунке 1а. Носитель имеет два уровня: высокий $U_v(1)$ и низкий $U_n(0)$.

Носитель, дискретный по времени и квантованный по амплитуде, показан на рисунке 1з. На рисунке 1з показана квантованная амплитуда, хотя квантованию может подвергаться любой информативный параметр.

Носители (рисунок 1д) в виде гармонических колебаний $I(t) = A_m \sin(\omega t + \varphi)$ имеют четыре информативных параметра: A_m – амплитуду; $f = \omega/2\pi$ – частоту; $T = 1/f$ – период и $(\omega t + \varphi)$ – фазу, где φ – начальная фаза.

Форма носителя информации определяет возможные виды модуляции. При использовании непрерывного по времени и непрерывного по амплитуде носителя возможна только амплитудная модуляция (АМ). Для импульсных носителей (рисунок 1б) могут использоваться амплитудно-импульсная модуляция (АИМ), частотно-импульсная модуляция (ЧИМ), время-импульсная модуляция (ВИМ), фазо-импульсная модуляция (ФИМ), широтно-импульсная модуляция (ШИМ). ЧИМ, ВИМ, ФИМ и ШИМ называют круговыми видами модуляции.

Для квантованных по амплитуде носителей (рисунок 1в) могут использоваться амплитудно-квантованная модуляция (АКМ), а для носителей, представленных на рисунке 1з, – амплитудно-квантованная импульсная модуляция (АКИМ). В принципе могут квантоваться и другие информативные параметры, реализуя частотно квантованную импульсную модуляцию (ЧКИМ), фазовую квантованную импульсную модуляцию (ФКИМ) и т.д.

Для носителя в виде гармонических колебаний возможны амплитудная модуляция (АМ_г), частотная модуляция (ЧМ_г), периодная (временная) модуляция (ВМ_г), фазовая модуляция (ФМ_г).

При модулировании одного из информативных параметров для передачи информации предполагается, что остальные остаются неизменными или их изменения являются помехой (отрицательно влияющие величины). В ряде случаев используют одновременную модуляцию нескольких информативных параметров, чаще двух (двукратная модуляция), например, частотно-амплитудная модуляция, когда информация передается измерением частоты и амплитуды. В рассмотренных случаях информация передается в виде изменения по абсолютной величине информативного параметра. Возможно использование преобразователей, в которых информацию несёт приращение информативного параметра. Примером такой модуляции может быть дельта-модуляция (Δ-модуляция).

Все естественные материальные объекты и протекающие в них процессы являются дискретно-квантованными. Это относится и к биологическим объектам (живым организмам). Например, все материальные объекты состоят из ограниченного числа молекул и атомов и имеют ограниченный срок существования. Электрическое напряжение (потенциал) является суммой потенциалов отдельных электрических заряженных частиц (электронов, ионов и т.д.); электрический ток – это поток заряженных частиц; давление – это число ударов частиц (молекул) о стенки сосудов (магистралей), резервуаров (емкостей); температура, это скорость движения (колебания) частиц (молекул) вещества и т.д.

Аналоговые (непрерывные) модели, используемые в науке и технике, являются отражением во многом устаревших взглядов.

Мгновенное значение квантованной величины можно представить числом квантов в некоторой системе счисления или числовым кодом. Код – это совокупность условных знаков любой природы, образованная по определённому правилу. Число условных знаков, из которых строится код, называется основанием кода. Сами условные знаки, используемые кодом, называются символами, или буквами кода. Кодовая комбинация, состоящая из n символов, называется кодовым словом, имеющим n разрядов. Методы построения кодового слова как результата счёта связаны с системами счисления. Построение любой системы счисления начинается с выбора её основания – количества цифр (символов), из которых можно получить любое число. Цифра – это абстрактный символ счёта, воспринимаемый человеком и исполь-

зубый для записи кодов. В технических системах цифры представляются кодами с использованием квантованных носителей информации. Человечество использует разнообразные системы счисления, но в технике наиболее распространены двоичная и десятичная. В основу двоичной системы положено два символа (0 и 1). Десятичная система имеет десять символов (от 0 до 9). Двоичная система счисления нашла применение в дискретной технике ввиду широкого распространения элементов с явно выраженными двумя устойчивыми состояниями, например, реле, триггеры и т.д., с помощью которых можно легко представлять двоичные символы.

Различают позиционные коды, в которых символу, стоящему на определённой позиции, называемой разрядом, присваивается определённый вес, и непозиционные, в которых место символов в разрядах кода может быть произвольным.

Позиционные коды могут быть представлены многочленами, для которых задаётся конечное число символов кода, число разрядов и правило определения числа. Так, n -разрядное число в коде с основанием q запишется в виде полинома:

$$N_q^n = a_n q^{n-1} + a_{n-1} q^{n-2} + \dots + a_2 q^1 + a_1 q^0,$$

где: a – символ кода, имеющий значения от 0 до $q - 1$, q – основание системы счисления, n – число разрядов.

При передаче информации коды могут передаваться параллельно или последовательно. При параллельной передаче каждый разряд кода передается по своей линии связи, которые распределяются по пространству устройства. Последовательная передача кода требует синхронизации.

Примером непозиционного кода является единичный (унитарный) код. Основание кода – единица, и вес всех разрядов одинаков и равен единице. Такой код передается числом импульсов (числоимпульсной последовательностью число - импульсной модуляцией – ЧИСИМ). Амплитуда импульсов не имеет значения. Главное наличие импульса. Есть импульс – код равен 1, нет импульса нет кода. Он представляется пачкой импульсов и легко получается из сигнала с частотно-импульсной модуляцией, если определять число импульсов, следующих с заданной частотой, за эталонный интервал времени. Единичный код можно записать как N_1^m , где m – число разрядов кода (число импульсов).

При использовании двухуровневых квантованных носителей возможно квантам условно присвоить абстрактные символы, например 0 и 1, и далее рассматривать не конкретные физические носители и их информативные параметры, а абстрактные коды. Модуляции при использовании квантованных носителей получили название кодовых видов модуляции. Различают кодовые модуляции (КМ) с использованием непрерывных носителей и кодово-импульсные модуляции (КИМ) с использованием импульсных носителей.

Вид модуляции является основной характеристикой, определяющей качество информационной системы. *Выбор модуляции (исследование кинетики информационных процессов системы) – основная задача, которую приходится решать при проектировании систем управления техническими объектами.* Вид модуляции выбирается исходя из требуемой точности, быстродействия, удаления объекта управления от пункта управления и допустимых затрат. Устройства, использующие амплитудные виды модуляции обладают предельным быстродействием, но имеют низкую точность и надежность. Устройства, использующие кодовые виды модуляции обладают высокой точностью, надёжностью и помехоустойчивостью, но имеют более низкое быстродействие. Устройства с частотными видами модуляции по своим характеристикам занимают промежуточное положение, но имеют высокую помехоустойчивость [6].

Теоретически с помощью амплитудно-импульсной модуляции АИМ можно различать 10^3 градаций измеряемого или передаваемого параметра, с помощью ЧИМ – 10^6 , а с помощью АКИМ – 10^9 .

В работе [3] указывается, что с использованием АИМ можно передавать до 4 бит информации, с использованием ЧИМ – до 8 бит, а при использовании АКИМ и числоимпульсной

модуляции (ЧисИМ) – до 11 дит.

В работе [1] рассматриваются информационно - энергетические соотношения для ряда видов модуляций. При одной и той же мощности сигнала, получаемого от объекта измерения, количество передаваемой информации зависит от вида модуляции. Так для АМ скорость передачи информации $C_{ам} = N/\sqrt{P \cdot t}$, для ВМ (ВИМ) – $C_{вм} = 2 \cdot \pi \cdot N/\sqrt{P \cdot t}$, для ЧМ (ЧИМ) – $C_{чм} = N/(P \cdot t)$, где N – число различных градаций, P – мощность, потребляемая преобразователем, от объекта измерения, t – время измерения.

Как показано в теории связи, при использовании частотных видов модуляции возрастает помехозащищенность канала связи. Однако по быстродействию элементов виды модуляции располагаются в обратном порядке. Технологическая революция в микроэлектронике привела к созданию элементной базы с предельными частотами до сотен ГГц.

Прогресс в технике определяется уровнем освоения кодовых видов модуляции (КМ) в системах управления. Революция в микроэлектронике привела к повсеместному внедрению кодовой модуляции, во многом сняв остроту задачи выбора вида модуляции. В результате научно-технического прогресса получили развитие вычислительная техника, электроника. Это привело к использованию систем с кодовой модуляцией практически во всех функциональных устройствах системы управления.

Термин элемент используется в системотехнике и определяется как условно неделимая часть системы. В теории управления элемент называется звеном, если рассматриваются его динамические свойства. По функциональному назначению основные элементы системы предназначены для преобразования энергии, информации или параметров материального потока (вещества). Поэтому в теории преобразователей элементы называются преобразователями. Группа преобразователей образует устройство.

Любая система измерения или измерительный прибор, состоящие из информационных и измерительных преобразователей, являются частью системы управления, которая выдает информацию управляющему устройству для принятия решения о формировании команд управления (воздействия) на объект управления, который для информационно-измерительной системы рассматривается как объект измерения. Полученная информация с помощью измерительного прибора всегда используется системой управления, хотя процесс управления может быть распределен в пространстве и времени.

Под информационным преобразователем понимается преобразователь, предназначенный для преобразования физической величины (носителя информации), характеризующий материальный поток на входе преобразователя, информативного параметра (вида модуляции) и вида энергии [2]. В основу работы любого информационного преобразователя положен определенный физико-химический закон (явление).

Преобразование выполняется с заданной погрешностью и в течение заданного времени. Характеристики входного и выходного потока вещества можно разделить на ряд групп:

- физическая величина, характеризующая поток вещества и являющаяся носителем информативного параметра;
- информативный параметр, определяемый формой носителя (физической величины), а отсюда и вид модуляции;
- род энергетической природы носителя информативного параметра (вид энергии).

Необходимо отметить, что в устройствах, использующих кодовые виды модуляции, становится неактуальной физическая сущность сигнала. Происходит абстрагирование сигнала, отрыв его от носителя, и вводится понятие код (N_q^n), где на первый план выходят система счисления q , разрядность n и алгоритм организации кода.

Рассмотренный системный подход позволяет входной и выходной материальные потоки представить обобщенными векторами \bar{a} и \bar{b} в трёхмерной системе координат. Связь входного и выходного потоков можно представить системой уравнений:

$$\left\{ \begin{array}{l} \vec{a}[X_i(Y_i)Z_i]D_{\text{вх}} \rightarrow \vec{b}[X_o(Y_o)Z_o]D_{\text{вых}} \\ Y_o = \Phi(Y_i) \\ \pm \Delta Y \\ \Delta t_3 \end{array} \right. \quad (2)$$

где: $\vec{a} \rightarrow \vec{b}$ – поточная формула, где X_i, X_o – физическая величина любой природы, характеризующая поток вещества на входе (in) и выходе (out) преобразователя (носитель информативного параметра); Y_i, Y_o – информативные параметры входного и выходного сигналов (входная и выходная величины); Z_i, Z_o – вид энергии на входе и выходе преобразователя; $D_{\text{вх}}$ – диапазон изменения входной величины ($Y_{i.\min}, \dots, Y_{i.\max}$); $D_{\text{вых}}$ – диапазон изменения выходной величины ($Y_{o.\min}, \dots, Y_{o.\max}$);

$\Phi(Y_i)$ – функция преобразования (статическая характеристика), являющаяся математической моделью физического явления, на основе которого построен преобразователь, и связывающая входную и выходную величины;

$\pm \Delta Y$ – абсолютная погрешность преобразования;

Δt_3 – время передачи сигнала от входа к выходу (быстродействие, задержка, постоянная времени, время хранения).

Для описания элементов или систем с помощью поточных формул целесообразно составлять структурно-поточные и функционально-поточные схемы [2].

В общем случае физические явления происходят при определенных условиях внешней среды. Большинство явлений осуществляется при наличии нескольких входных величин. На практике используют физические явления, в которых входных величин не более двух. В этом случае одну из входных величин делают постоянной. Влияние на выходной параметр других входных величин оценивается погрешностью. В этом случае они называются возмущающими воздействиями, или влияющими величинами. При определенных значениях возмущающих воздействий существование определенного физического явления становится невозможным.

Любая сложная система может быть описана только с помощью многоаспектного и многоуровневого множества моделей, каждая из которых описывает поведение системы с точки зрения различных уровней абстракции с различной степенью детализации в определенной среде [4]. Для сложной системы управления подобная иерархическая структура описаний может быть представлена в виде многоаспектной и многоуровневой модели в различных средах. Структура многоаспектной и многоуровневой модели сложной системы управления представлена на рисунке 2.

Процесс функционирования (жизни) системы в наиболее общем виде отображается в нескольких принципиально отличающихся и в то же время неразрывно связанных пространствах движения одной и той же системы. Это равнозначно одновременному рассмотрению поведения системы в различных по своей природе средах с различных аспектов, при этом требования к системе формируются с учетом условий и ограничений, накладываемых каждой средой на процесс функционирования. Взаимное влияние процессов функционирования системы управления в различных средах показано на рисунке 2 прямыми и обратными связями.

Для описания системы в информационно-энергетической среде необходимо выявление характера движения потоков вещества, энергии и информации – кинетики системы. Эта задача является первостепенной. Энергетические и информационные процессы в любой системе характеризуются определенной физической величиной, форма которой определяет носитель энергии и информативный параметр, определяющий возможные виды модуляции. От вида используемой модуляции зависят все технические показатели системы в целом.



Рисунок 2 – Структура многоаспектной, многоуровневой модели сложной системы

При описании системы в информационно-энергетической среде рассматриваются процессы преобразования энергии, информации и вещества в элементах системы, которые целесообразно представлять как преобразователи, основанные на определенных физических явлениях. Описание системы в данном случае должно включать в себя анализ информационных потоков и методов преобразования информации и энергии, определяемых физическим явлением, положенным в основу функционирования элемента [2].

В современных технических устройствах наряду с функциональными преобразователями значительную роль стали играть устройства передачи информации (линии связи) и накопления энергии, информации и вещества (аккумуляторы, запоминающие устройства и накопители).

При описании системы в абстрактно-функциональной и программно-алгоритмической среде модели абстрагируются от материальной и энергетической (физической) природы процессов и приобретают абстрактный математический характер, отражаемый в различных функциях, которые могут быть представлены в аналитической, графической и табличной формах.

Исчерпывающей моделью любого преобразователя является дифференциальное уравнение, описывающее связь входной и выходной величин. Из дифференциального уравнения получают функцию преобразования (статическую характеристику) $y = \Phi(x)$ (зависимость выходной величины y от входной величины x), переходную функцию $y = f(t)$ (зависимость выходной величины от времени) и передаточную функцию $w(s) = Y(s)/X(s)$ [2].

На базе математических моделей составляются алгоритмы решения поставленной задачи управления или обработки потоков информации, обеспечивающих достижение поставленной цели управления, которые могут быть представлены в виде программ на языке конкретного микропрограммного устройства.

При использовании кодовых видов модуляции происходит абстрагирование сигнала и переход от модуляционно-физической сущности сигнала к абстрактно-цифровому представлению информации. Элементы, использующие цифровые коды, относятся к абстрактным цифровым автоматам. Описание их работы (алгоритм преобразования) представляется в виде математической модели с использованием аппарата алгебры логики. Алгоритм преобразования может представляться графически или в символической форме. По составленной алгоритмической модели на выбранном для данной системы техническом языке разрабатываются программы для микропрограммных устройств управления. Широко используются два принципа управления: аппаратный и микропрограммный [2].

В статическом режиме работы преобразователи характеризуются статическими характеристиками (параметрами) – функцией преобразования, коэффициентом передачи, чувстви-

тельностью, порогом чувствительности, диапазоном изменения входной величины и погрешностью. В переходном режиме свойства преобразователей отражаются динамическими характеристиками, к которым относят переходную и весовую функции (временные характеристики), на основе которых можно определить постоянную времени и быстродействие, амплитудно-частотную и фазо-частотную характеристики (частотные характеристики). Используют и упрощенные характеристики: диапазон частот, предельную частоту (частоту среза), время запаздывания, время задержки и т.д.

Всеобщим законом является изменение выходной амплитуды и смещение по фазе сигнала, прошедшего любой преобразователь, который должен учитываться при проектировании любого преобразователя. Амплитуда и фаза выходного сигнала зависят также от частоты входного сигнала.

Трудности составления и решения дифференциального уравнения и отсутствие необходимой информации привели к разработке большого количества математических моделей, неадекватно описывающих поведение реального объекта.

В материальной (текстово - графической и вещественной) среде описание системы сначала выполняется в виде схемотехнических решений (схем: структурных, функциональных, принципиальных и др.) с использованием определенной элементной базы, текстовой документации, затем в виде конструкторских чертежей. Окончательно изделие представляется в виде материальных моделей и образцов изделий, изготавливаемых по технической документации.

Однако на современном этапе развития при разработке схем (графических моделей устройств системы) могут использоваться виртуальные модели, реализуемые на ЭВМ в системах автоматического проектирования (САПР), обеспеченных соответствующими программами автоматического проектирования. Такие программы позволяют перенести результат проектирования на машиночитаемых носителях в технологическое оборудование, на котором изготавливается разработанное изделие.

Необходимо отметить, что на современном этапе основой конструкторско-технологической разработки элементов изделий микропрограммных устройств управления является микроэлектроника. Прогресс в микроэлектронике позволяет выполнить практически всю подсистему управления в виде одной сверхбольшой микросхемы (СБИС). Это привело к утрате термина микропроцессорный набор и введению термина однокристальное микропрограммное устройство [4, 5].

В производственно-технологической среде разрабатываются технологические процессы, модели подготовки производства и технологического оборудования. Для микропрограммных устройств системы управления таким оборудованием являются программаторы и другое оборудование, позволяющее выполнять программирование, загружать программы в запоминающие устройства и отладку функционирования микропрограммных устройств на реальных изделиях.

В эксплуатационной среде основные модели направлены на обеспечение заданных показателей надежности. Кроме этих моделей, направленных на повышение схемной, метрологической и конструктивной надежности (функциональной надежности), для современных сложных систем управления являются обязательными встраиваемые системы контроля и измерения основных параметров элементов в процессе их работы. Информация со встроенных в систему датчиков и информационных преобразователей используется диагностическими системами при выявлении аварийных ситуаций и определении неисправностей и места их возникновения в системе. Диагностические системы могут встраиваться в системы управления или подключаться к ним при проверках и техническом обслуживании.

Цель создания экономических моделей – обоснование целесообразности создания системы управления, выбор варианта и оценка результата функционирования в ходе ее эксплуатации. Экономические модели позволяют произвести сравнение вариантов системы и ее элементов, определить эффективность использования и затраты на создание системы управления.

Выводы

Вид модуляции является основной характеристикой, определяющей качество информационной системы и ее элементов.

В качестве классификационного параметра при классификации систем и, в частности систем управления, должен использоваться не показатель линейности дифференциального уравнения, а форма носителя информации (рисунок 1) [2].

Литература

1. Новицкий П.В. Основы информационной теории измерительных устройств. – Л.: «Энергия», 1968. – 246 с.
2. Мельников А.А. Теория автоматического управления техническими объектами автомобилей и тракторов: Учеб. пособие для студ. высш. учеб заведений. – М.: Издательский центр «Академия», 2003. – 280 с.
3. Электрические измерения неэлектрических величин. Изд.5-е, пераб. и доп. /Под ред. П.В. Новицкого – Л.: «Энергия» 1975. – 576 с.
4. Микропроцессоры, микроконтроллеры и однокристалльные программируемые устройства. Часть I. Мельников А.А., Мельников А.А. (ст.), Мельников А.А. (мл.) /Под ред. А.А. Мельникова – М.: Издательство «Спутник +» 2010. – 269 с.
5. Микропроцессоры, микроконтроллеры и однокристалльные программируемые устройства. Часть II. Мельников А.А., Мельников А.А. (ст.), Мельников А.А. (мл.) /Под ред. А.А. Мельникова – М.: Издательство «Спутник +» 2010. – 235 с.
6. Мельников А.А., Трифонов Е.Ф., Рыжевский А.Г. Обработка частотных и временных сигналов. – М.: «Энергия» 1976. – 132 с.
7. Мельников А.А. Управление техническими объектами автомобилей и тракторов: Системы электроники и автоматики; Учеб. пособие для студ. высш. учеб. заведений – М.: Издательский центр «Академия», 2003. – 376 с.
8. Электрооборудование автомобилей и тракторов. Лабораторный практикум. Ермаков В.В., Малеев Р.А., Мельников А.А., Мельников А.А. (мл.), Нигматуллин Ш.М., Филатов Б.С. /Под ред. А.А. Мельникова. – М.: МГТУ «МАМИ», 2007. – 292 с.
9. Компьютерное моделирование электронных устройств систем управления. Часть I. – 2-е изд. Исправленное и доп. Учеб. пособие для вузов. Ермаков В.В., Коротков В.И. Малеев Р.А., Мельников А.А., Мельников А.А. (мл), Нигматуллин Ш.М., Филатов Б.С. /Под ред. А.А. Мельникова. – М.: МГТУ «МАМИ» 2007. – 253 с.
10. Компьютерное моделирование электронных устройств систем управления. Часть II. Учеб. пособие для вузов, Ермаков В.В., Коротков В.И. Малеев Р.А., Мельников А.А., Мельников А.А. (мл), Нигматуллин Ш.М., Филатов Б.С. /Под ред. А.А. Мельникова. – М.: МГТУ «МАМИ» 2007. – 251 с.
11. Мельников А.А., Мельников А.А. (мл), Мельникова А.А., Ультразвуковые преобразователи в средствах измерения / Под ред. А.А. Мельникова. – Издательство «Спутник +», 2010. – 154 с.
12. Мельников А.А., Мельников А.А. (мл), Измерение температуры биологических объектов / Под ред. А.А. Мельникова. – Издательство «Спутник +», 2010. – 303 с.

Определение соответствия объекта разработки уровню современной техники

к.т.н. доц. Мельников А.А.
Университет машиностроения
Ark-melnikov@yandex.ru

Аннотация. При разработке изделий любого назначения необходимо определять его соответствие уровню современной техники. В статье предлагаются показатели, определяющие уровень развития современной техники.

Ключевые слова: объект разработки, уровень современной техники, пока-

затели соответствия

Уровень конкретной разработки определяется по отношению к уровню, достигнутому в передовых отраслях техники. К передовым отраслям можно отнести радиотехнику, электротехнику, вычислительную технику, связь. Для машиностроительных отраслей это авиация и ракетно-космическая техника.

В передовых отраслях техники идет замена механических, гидравлических и пневматических преобразователей на электрические, а аналоговые виды модуляции заменяются на частотные и кодовые (цифровые). Однако в реальных системах управления АТС объекты управления описываются с помощью непрерывных функций изменения некоторых физических величин (аналоговых величин). Поэтому в системах управления еще широко используются аналоговые датчики различных параметров. Процесс вытеснения аналоговых датчиков из систем управления и замена их частотными и кодовыми датчиками активно происходит в авиационных и ракетно-космических системах управления. Сигнал с частотно-импульсной модуляцией на определенном отрезке времени может рассматриваться как унитарный (единичный) последовательный код. Для механических двигателей, к которым относится ДВС автомобиля, основным параметром является частота вращения его выходного вала. Это обстоятельство делает актуальным использование частотно-импульсных (круговых) модуляций в системе управления ДВС, так как частота вращения является частотно модулированным параметром. Высокие информационные и надежностные показатели устройств, использующих частотно-временные виды модуляции, обусловили использование в системах управления наряду с кодовым процессором и время кодовый процессор - преобразователь, в котором в качестве арифметического устройства используется счетчик (таймер-счетчик) [2, 3]. В счетчике для выполнения операции суммирования используется метод суммирования единичных приращений. На комбинационном сумматоре для выполнения операции суммирования используется метод суммирования поразрядных приращений. При проектировании системы управления после выбора всех элементов системы и разработки функциональной схемы необходимо составить и исследовать поточную схему, которая позволит оптимально выбрать виды модуляции, в элементах и устройствах системы. Исследование поточной схемы позволяет определить технический уровень изделия по отношению к современному уровню развития. Это позволяет не тратить материальные и временные ресурсы на разработку неперспективных систем.

Отрасли техники, освоившие изделия с использованием кодовой модуляции, определяют современный уровень развития всей цивилизации. Это, прежде всего, так называемые цифровые системы: вычислительная техника, системы связи, телевидение, системы записи и воспроизведения звука и изображения. Широкое внедрение кодовой техники обуславливается тем, что при увеличении сложности систем затраты на ее производство и внедрение и эксплуатацию возрастают незначительно и при достижении определенной сложности практически остаются постоянными.

В профессиональной деятельности современного инженера можно выделить работы по разработке схемы, конструкции, технологии создаваемого изделия. При использовании микропрограммируемых устройств (процессоров и контроллеров) в проекте участвуют программисты. Конструкция современного изделия немислима без использования микроэлектроники и в дальнейшем наноэлектроники. Организацию производства осуществляют менеджеры (специалисты по управлению) на уровне производственных участков, цехов и производства в целом. Накопленные знания и объемы информации по каждому виду инженерной деятельности настолько велики, что вести разработку целиком по всем направлениям одному специалисту практически невозможно. Происходит дифференциация специальностей, обеспечивающих плодотворное решение задач в рамках своей инженерной специализации. Именно по таким направлениям инженерной деятельности и готовят специалистов в передовых отраслях. Так, для радиопрома готовят специалистов по специальности «Радиотехник», задачей которого является разработка схемы устройства; «Конструирование радио устройств», в рамках которой готовятся конструкторы и технологи радиотехнических устройств, «Произ-

водство радиотехнических устройств», в рамках которой готовят менеджеров производства.

Порядок разработки изделия. Порядок проектирования, состав и содержание проектной документации определяется нормативными документами. Общегосударственными считаются Государственные стандарты единой системы конструкторской документации (ЕСКД), в которых устанавливаются взаимосвязанные правила и положения по порядку разработки, оформлению и обращению конструкторской документации. Стандарты ЕСКД имеют силу закона. Однако имеется много отраслевых стандартов, нормативов, руководящих технических материалов, инструкций и т.д., в которых регламентируется порядок разработки отдельных изделий, часто противоречащий стандартам ЕСКД. В настоящее время международная кооперация производителей автотранспортных средств и изделий электронной техники приводит к использованию зарубежных нормативных документов. Основопологающим стандартом для разработчика является Государственный стандарт Российской Федерации (ЕСКД) Схемы. Виды и типы. Общие требования к выполнению ГОСТ 2.701-2008.

Стандарт в зависимости от вида элементов, входящих в изделие, устанавливает схемы: электрические, гидравлические, пневматические, кинематические и т.д. В зависимости от основного назначения устанавливаются схемы: структурная, функциональная, принципиальная (полная) и т.д.

ГОСТ устанавливает, что только разработка принципиальной схемы дает основание для разработки конструкции. Это означает, что при разработке регулятора напряжения, который является элементом системы управления, необходимо сначала разработать принципиальную электрическую схему, а затем конструкцию регулятора. При создании современного регулятора (устройства управления) необходимо сделать заказ на разработку и поставку микросхем электронной части регулятора и разработать алгоритм управления и микропрограмму для микроконтроллера. При разработке автомобильного генератора необходимо сначала разработать принципиальную электрическую и принципиальную кинематическую схемы генератора, а затем приступить к разработке конструкции. При разработке автоматической коробки передач необходимо разработать принципиальную кинематическую, принципиальную гидравлическую и принципиальную электрическую схемы, а затем конструкцию коробки передач.

Во всех отраслях техники разработка схем ведется в специализированных лабораториях. Разработанные схемы передаются вместе с техническим заданием (ТЗ) в конструкторское подразделение. Разработанные чертежи передаются в технологический отдел, где разрабатывается технология изготовления узлов и изделия в целом. Автопром является единственной отраслью, где отсутствует специализация инженерных подразделений, что закреплено в образовательных стандартах. Нельзя подготовить специалиста, обладающего знаниями для плодотворной работы в современных НИИ, КАБ и производстве.

На первом этапе – схемотехническом, разрабатываются схемы устройства. Принимается решение об использовании элементной базы – унифицированной или специальной. При современном развитии микроэлектроники этот этап становится неоднозначным и требует проведения технико-экономических исследований. Создание программируемых логических интегральных схем (ПЛИС) и базовых матричных кристаллов (БМК) ставит под сомнение целесообразность использования микропрограммного принципа управления в технически несложных системах управления и регулирования [2, 3]. Выпускаются структурная, функциональная, принципиальная и другие схемы. Разработка принципиальной схемы дает основание для разработки конструкции изделия.

На втором этапе встает задача разработки конструкции. Для разработки специальной элементной базы привлекаются специалисты по микроэлектронике, которые, исходя из технических требований и возможности разработчика, решают вопросы об объеме функций, включаемых в создаваемую микросхему, ее конструкции и технологии изготовления. Разработку общей несущей конструкции устройства выполняют конструкторы, специалисты по разработке электромеханических устройств, причем разработку общей платы (печатной платы) ведут специализированные подразделения.

Процессы изготовления изделия разрабатываются технологами.

При использовании в изделии микропрограммного принципа управления в разработке принимают участие программисты.

Разработка базовых матричных кристаллов позволяет выпускать доступные для широкого применения специализированные устройства на базе двоичных дискретных автоматов, решающие широкий круг задач без использования микропрограммного метода управления.

Оценка уровня развития системы и приближения ее к современному уровню. Задача оценки уровня развития технических систем всегда была актуальна. Но ввиду сложности задачи до сих пор она не нашла должного решения. Могут быть предложены некоторые пути решения этой задачи.

Необходимо рассматривать любую систему в трех аспектах: информационном, энергетическом и вещественном. Важным для оценки системы является и алгоритмический аспект (вид закона управления). Немаловажными являются аспекты схмотехнический, конструкционный и технологический.

При анализе системы необходимо учитывать экономические (затраты на расходные материалы в процессе эксплуатации и эксплуатационные расходы); экологические (выбросы в процессе эксплуатации веществ, энергии и информации); функциональные (определяющие основное назначение системы) и утилизационные (полноту возможности утилизации системы после эксплуатации без загрязнения окружающей среды) показатели.

Анализируя состояние развития технических систем, можно сделать вывод о направлении развития систем управления техническими объектами [1].

В информационном аспекте развитие систем управления идет по пути замены всех видов модуляции на кодовую модуляцию с дискретно-квантованным носителем информативного параметра. Это показывает, что технические системы в пределе стремятся по внутренней структуре приблизиться к естественным системам, окружающим нас. Все окружающие нас материальные системы от макросистем до микросистем имеют дискретно-квантованное строение. Используемые аналоговые модели материальных объектов технических систем уже не удовлетворяют современному уровню развития техники.

В энергетическом аспекте развития систем управления идет по пути замены всех видов энергии на электрическую энергию. Этот процесс, получивший название *электрификация*, не утратил своей актуальности в автомобиле и тракторостроении.

В вещественном аспекте развития систем управления идет по пути замены проводниковых материалов на полупроводниковые (электронные материалы). Основным материалом здесь становится кремний.

В алгоритмическом аспекте развитие систем управления идет по пути всемерного использования *микропрограммного* способа управления.

Микроминиатюризация является основой современного конструирования устройств и систем. Современные технологии проектирования и изготовления микросхем позволяют заполнить всю управляющую подсистему практически в одном кристалле кремния. В настоящее время на кристалле (чипе) размещается как информационная, так и силовая части схемы. Современные технологии и материалы позволяют значительно уменьшить размеры и механических, и гидравлических, и пневматических элементов.

В практическом плане эффективность этого принципа разработки можно оценить числом контактов (паек) в реальном изделии. Современный уровень надежности изделий удалось получить исключительно за счет уменьшения в громадном количестве числа контактов и уменьшения потребления энергии.

Разработка высокопроизводительных микропроцессоров и микроконтроллеров позволила создать многоуровневые системы управления с многомерными, многопараметрическими объектами управления. Электрификация и микроминиатюризация всех устройств систем управления позволяют вынести за пределы объекта управления все функциональные элементы системы управления и создать пункты управления, комфортные и безопасные для человека. В этом случае применяются системы дистанционного управления и телеуправления, в ко-

торых для передачи данных и команд управления требуется применение специальных средств передачи данных.

Для передачи сообщений от многих источников (абонентов) можно использовать несколько трактов передачи, разделенных в пространстве, т.е. выделить каждому абоненту свою линию связи. Однако такой способ приводит к усложнению средств передачи сообщений. На практике используют уплотнение каналов на передающей стороне, передачу их по одной линии связи и разделение на приемной. Используют частотное уплотнение/разделение и временное [1, 2]. При временном уплотнении/разделении передача и прием сообщений от разных каналов разделяются по времени с помощью коммутаторов (мультиплексоров/демультиплексоров) и осуществляется последовательно во времени.

Адрес абонента (канала) устанавливается контроллером передающей стороны, мультиплексор коммутирует выбранный канал на выход. Передатчик передает информацию через линию связи на приемник, переданное сообщение коммутируется демультиплексором на вход канала, адрес которого устанавливается контроллером на приемной стороне.

При временном разделении каналов применяют жесткое последовательное подключение каналов передачи к линии связи, произвольное программное подключение и подключение по приоритету, установленному пользователем.

Применяют системы с адресацией получателя или адресацией отправителя. В последнем случае получатель должен идентифицировать адрес и определить необходимость получения и обработки сообщения. Возможен безадресный способ передачи сообщений. При безадресном способе передачи сообщение передается в линию связи сразу для всех абонентов (широковещательно), а принявший сообщение узел связи по смысловому содержанию сообщения, путем сопоставления его со своим тезаурусом, определяет принадлежность сообщения и необходимость на него реагировать.

В настоящее время разработаны и широко применяются каналы связи с использованием кодовых видов модуляции. В кодовых (цифровых) каналах связи устройства согласования сигналов на входе одного устройства и выходе другого устройства (стыке) называют интерфейсом, адаптером, драйвером, цифровым модемом. Данные по цифровым каналам связи передаются в виде буквенно-цифровых кодов.

Все современные системы управления автомобиля строятся на основе командно-информационных сетей. Широкое распространение на автомобиле получили протоколы LIN (Local Interconnection Network – локальная взаимно коммуникационная сеть), CAN (Control Area Network – коммутирующая распределенная сеть). В настоящее время в автомобиле появилось много компьютерных устройств управления, связанных с передачей аудио- и видеоинформации. Разработана и используется на ряде автомобилей коммутационная сеть Media Oriented Systems Transport – MOST (системный протокол передачи с ориентацией на мультимедиа) для передачи информации в мультимедийном формате по оптоволоконным линиям.

Протокол LIN предназначен для создания недорогих локальных командно-информационных сетей для небольших расстояний. Шина LIN служит для передачи и приема сообщений (команд и данных) на устройства и от устройств систем управления автомобиля, а также получения ответа о выполняемых действиях на устройство управления. Основной задачей, возлагаемой на LIN консорциумом европейских автомобильных производителей, является объединение автомобильных систем управления отдельными узлами и агрегатами (такими как дверные замки, стеклоочистители, стеклоподъемники, магнитола, климат-контроль, и т.д.) в единую распределенную управляющую сеть с центральным устройством управления и обработки информации, построенным на основе двоичного дискретного автомата (микропроцессора - микроконтроллера). LIN-протокол утверждён Европейским Автомобильным Консорциумом как дополнение к высоконадёжному и скоростному протоколу CAN. LIN и CAN дополняют друг друга и позволяют объединить многие системы управления автомобиля в единую многофункциональную бортовую распределенную управляющую сеть. Область применения CAN – это передача команд и данных в устройствах управления агрегатами, где требуется высокая надёжность и скорость; а LIN применяется там, где воз-

можно использование однопроводной, двунаправленной полудуплексной последовательной шины с простым универсальным асинхронным приемопередающим интерфейсом UART, позволяющим объединить в единую систему объекты управления, работающие с малыми скоростями передачи информации на коротких дистанциях и сохраняющих при этом универсальность, многофункциональность, а также простоту разработки и отладки. Стандарт LIN включает технические требования на протокол и на среду передачи данных. Подробное описание протоколов приводится в [4].

До внедрения последовательных каналов передачи данных и команд команды на узлы автомобиля передавались по силовым линиям (электрическим цепям) с коммутацией токов, непосредственно потребляемых нагрузкой. Разработчики фирмы BMW заявили, что использование распределенных сетей LIN и CAN позволило на автомобилях фирмы экономить от 100 до 200 кг меди.

Так как в командно-информационной сети используется способ временного разделения и уплотнения (мультиплексирования) каналов передачи команд и данных, то в некоторой технической литературе такие сети получили название мультиплексные сети.

Впервые мультиплексная система была применена в системе зажигания многоцилиндрового двигателя внутреннего сгорания. Информация о положении поршней в каждом цилиндре передается на коленчатый вал, выполняющий в этом случае функции мультиплексора. Информация в виде механических сигналов положения коленчатого вала преобразуется в электрические сигналы и передается по одному каналу на коммутатор, а затем – на распределитель (демультиплексор), который передает команды на воспламенение горючей смеси в каждом цилиндре.

Исходя из вышеприведенных предположений можно установить предельную систему, к которой должен стремиться разработчик. Это электронная дискретно - квантованная система с использованием кодоимпульсной модуляции и микропрограммного способа управления, выполненная на основе принципов микроминиатюризации и построенная как распределенная командно-информационная сеть.

Оценку системы целесообразно проводить по нескольким уровням. В каждом уровне могут быть назначены путем экспертных оценок рейтинговые коэффициенты.

I Уровень. Вид используемой модуляции. Здесь можно назначить рейтинговые коэффициенты для каждого вида модуляции. Этот показатель является определяющим.

- амплитудно-кодовая модуляция (АКМ) и амплитудная кодово-импульсная модуляция (АКИМ) только для указанных ниже сигналов: (двухпозиционных – N_2^1) – 1;
(трехпозиционных – N_2^2 или N_1^3) – 1;
- амплитудная модуляция (АМ) – 2;
- круговые импульсные модуляции (ЧИМ, ВИМ, ФИМ, ШИМ) – 3;
- амплитудная кодово-импульсная модуляция (АКИМ)
- при использовании число-импульсной модуляции (ЧисИМ) N_1^m – 3;
- АКМ и АКИМ при использовании многоразрядных кодов N_2^n – 4.

Современный уровень развития техники – это использование кодовой модуляции во всех устройствах системы [2]. Функциональные устройства системы автоматического управления (САУ) можно представить в виде последовательной записи так: → объект управления (ОУ) → устройство измерения (УИ) → устройство управления и обработки информации (УУиОИ) → устройство воздействия УВ → или в символическом виде –А1-А2-А3-А4-. Для каждого функционального устройства САУ можно определить рейтинговый коэффициент M_r и построить зависимость $M_r = F(A_i)$, которая позволяет определить регрессивность или прогрессивность преобразования вида модуляции [1].

Достижение системой или устройством современного уровня развития техники по используемым видам модуляции может быть оценено в процентном отношении.

Коэффициент соответствия САУ современному уровню техники по модуляции

$$S_c = \frac{A1 + A2 + A3 + A4}{4 \cdot A(N_2^n)} 100\%, \text{ где } A(N_2^n) = 4 - \text{устройство с использованием АКИМ.}$$

Коэффициент соответствия устройства современному уровню техники по модуляции

$$S_y = \frac{n - m}{n} 100\%, \text{ где } n - \text{общее число элементов, } m - \text{число элементов, не использующих}$$

кодовые виды модуляции.

II Уровень. Вид используемой энергии. На современном этапе развития идет замена элементов, использующих механическую, гидравлическую, пневматическую, тепловую и др. энергии на электрическую. Вид используемой энергии напрямую связан с видом используемых материалов. Широкое использование полупроводниковых материалов в элементах САУ указывает на использование в них электроники.

По этому признаку уровень системы можно оценить по отношению: $S_3 = \frac{n - r}{n} 100\%$,

где: n – общее число элементов; r – число элементов, не использующих электрическую энергию (или полупроводниковые материалы).

III Уровень. Вид управления. В устройстве управления может использоваться ряд законов управления: П; ИП; ПД; ПИД; адаптивный; экстремальный. Используются методы управления: аппаратный (жесткий) и программный (микропрограммный). Использование микропрограммного управления указывает на современность системы.

IV Уровень. Современные системы организованы на основе командно-информационной сети.

Оценку уровня развития системы (прибора) современным требованиям по видам модуляции рассмотрим на примере автомобильных тахометров. Для этого используем структурно-поточные или функционально-поточные схемы.

Автомобильный тахометр с аналоговым индикатором. Функционально-поточная схема тахометра с электронными преобразователями вида модуляции и аналоговым индикатором представлена на рисунке 1.

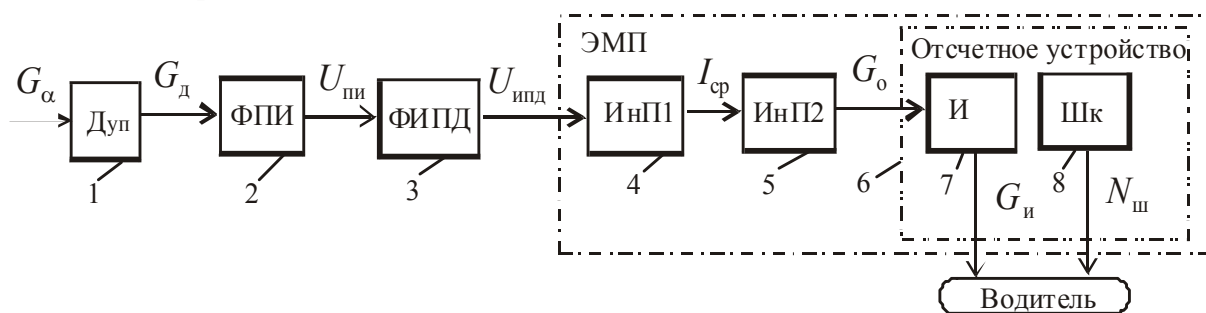


Рисунок 1 – Функционально-поточная схема тахометра с аналоговым индикатором

Тахометр включает датчик углового положения коленчатого вала 1 (Дуп); формирователь прямоугольных импульсов 2 (ФПИ), выполняющий функции согласующего устройства; формирователь импульсов постоянной длительности и амплитуды 3 (ФИПД); информационные преобразователи 4 (ИнП1), 5 (ИнП2), выполняющие функцию электромеханического преобразователя ЭМП, отсчетное устройство 6, состоящее из стрелочного индикатора 7 (И) и шкалы 8 (Шк), оцифрованной в принятых единицах измерения. ИнП1, ИнП2, стрелочный индикатор и шкала конструктивно объединяются в виде магнитоэлектрического прибора, как правило, миллиамперметра. С помощью отсчетного устройства выполняется измерение. ФПИ и ФИПД преобразуют форму носителя информативного параметра, ИнП1 и ИнП2 преобразуют носитель (физическую величину) и вид энергии. ИнП1 является преобразователем напряжения импульсов постоянной длительности $U_{ипд}$ в ток $I_{ср}$, среднее значение которого за интервал интегрирования $T_{и}$ (осреднения) пропорционален частоте вращения. ИнП2 является преобразователем тока $I_{ср}$ в угловое перемещение G_o оси, на которую насажен стрелочный

индикатор И, угол поворота которого $G_{и} = G_{о}$. При увеличении частоты вращения коленчатого вала число импульсов за интервал интегрирования увеличивается и $I_{ср}$ возрастает, что приводит к увеличению $G_{и}$.

Процесс преобразования входного сигнала G_{α} (углового положения коленчатого вала) в результат измерения отображается выражением:

$$\begin{array}{l}
 (\text{От ДВС}) \rightarrow G_{\alpha}(\text{ЧМГ})M \xrightarrow{1} U_{д}(\text{ЧИМ})E \xrightarrow{2} U_{пн}(\text{ЧИМ})E \xrightarrow{3} \\
 \left. \begin{array}{l} \rightarrow U_{ипд}(\text{ЧИМ})E \xrightarrow{4} \\ T_{и} \rightarrow \end{array} \right\} I_{ср}(\text{АМ})E \xrightarrow{5} G_{о}(\text{АМ})M \xrightarrow{6} G_{и}(\text{АМ})M \xrightarrow{7} \left. \begin{array}{l} \\ N_{шкалы} \rightarrow \end{array} \right\} N_{и} \\
 \hspace{15em} \text{(К водителю)}
 \end{array}$$

где: G_{α} – угловое положение коленвала;

ЧМГ – частотная модуляция гармонического носителя информативного параметра;

$U_{д}$ – напряжение на выходе датчика Дуп;

ЧИМ – частотно-импульсная модуляция;

M – вид энергии (механическая);

E – вид энергии (электрическая);

$U_{пн}$ – напряжение на выходе ФПИ;

$U_{ипд}$ – напряжение на выходе ФИПД;

$I_{ср}$ – среднее значение тока за время интегрирования $T_{и}$;

АМ – амплитудная модуляция;

$G_{и}$ – положение стрелочного индикатора;

$N_{шкалы}$ – цифровые значения, нанесенные на дугу шкалы, являющиеся многозначной мерой в процессе измерения;

$N_{и}$ – результат измерения.

Датчик 1 осуществляет первое 1 преобразование, ФПИ 2 второе 2 и т.д.

В рассмотренном тахометре осуществляется два регрессивных преобразования: 4 – вид модуляции (ЧИМ→АМ) и 5 – вид энергии ($E \rightarrow M$). Такие тахометры не имеют перспективы дальнейшего использования. Кроме того, приборы с аналоговыми индикаторами не являются автоматическими. В тахометре осуществляется преобразование угла поворота коленчатого вала за интервал интегрирования в угол поворота стрелочного индикатора. Измерение в соответствии с уравнением измерения осуществляет водитель (мастер) с использованием отсчетного устройства. Водитель сравнивает текущее значение угла поворота $G_{и}$ с мерой (шкалой) и считывает соответствующее значение со шкалы, выполняя операцию деления методом отсчета. Это требует от водителя определенных умственных напряжений.

Цифровые тахометры. Перспективными тахометрами являются кодовые и цифровые. Выбор того или иного тахометра определяется эргономическими свойствами индикатора, информативностью и традициями. Функционально-поточная схема цифрового тахометра приведена на рисунке 2.

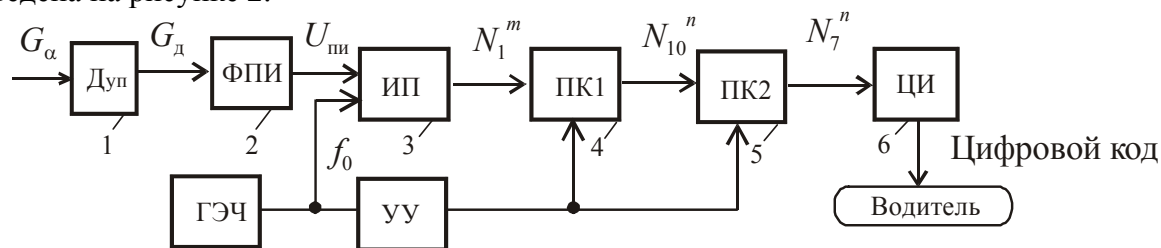


Рисунок 2 – Функционально-поточная схема цифрового тахометра

Цифровой тахометр содержит датчик углового положения Дуп, формирователь прямоугольных импульсов ФПИ, измерительный преобразователь ИП, информационные преобразователи, выполняющие функции преобразователей кодов ПК1, ПК2, цифровой индикатор ЦИ, генератор эталонной частоты (мера) и устройство управления УУ. Для работы частотно-

го измерительного преобразователя не требуется формировать импульсы постоянной длительности, поэтому ФИПД в такой схеме тахометра отсутствует. Процесс преобразования входного сигнала G_α (углового положения коленчатого вала) в результат измерения отображается выражением:

$$\begin{aligned}
 & \text{(От ДВС)} \rightarrow G_\alpha \text{ (ЧМГ)} M \xrightarrow{1} U_d \text{ (ЧИМ)} E \xrightarrow{2} U_{\text{пн}} \text{ (ЧИМ)} E \xrightarrow{\left. \begin{array}{l} f_x \\ 3 \\ \rightarrow \\ f_0 \end{array} \right\}} U \text{ (АКИМ)} E = \\
 & = U(N_1^m) E \xrightarrow{4} U(N_{10}^n) E \xrightarrow{5} U_1(N_7^n) E \xrightarrow{6} J(N_7^n) O = (\text{Ц}) \rightarrow (\text{К водителю})
 \end{aligned}$$

где: f_x – частота следования импульсов с ФПИ;

f_0 – частота следования импульсов с ГЭЧ;

N_1^m – числоимпульсный единичный код, где m – число разрядов, соответствующее числу импульсов;

N_{10}^n – десятичный n – разрядный код, с логическими уровнями напряжения U ;

N_7^n – семисегментный n – разрядный код, с логическими уровнями напряжения U_1 ;

J – яркость оптического излучения индикатора, обеспечивающая свечение определенных сегментов семисегментного оптического индикатора (сегменты включены или выключены);

O – вид энергии (оптический диапазон электромагнитной энергии);

Ц – цифра, воспринимаемая человеком с индикатора через световой поток.

В таком тахометре в ИП производится автоматическое измерение частоты следования импульсов с датчика углового положения на основе уравнения $N_x = N_1^m = f_x/f_0$. Операция деления (нахождения отношения двух физических величин) осуществляется методом счета единичных приращений. В ПК1 – десятичном счетчике единичный код N_1^m преобразуется в десятичный код N_{10}^n . Как правило, в десятичных счетчиках десятичный код представляется тетрадами двоично-десятичного кода. В ПК2 код N_{10}^n преобразуется в код, необходимый для управления цифровым индикатором. Для управления семисегментным цифровым индикатором необходимо формировать код N_7^n .

С цифрового индикатора водитель органами зрения прямо воспринимает результат измерения в установленных единицах. При этом затрачиваются минимальные умственные усилия.

Разработка принципиальной схемы любого устройства заключается в наполнении абстрактных элементов, представленных в виде условных прямоугольников (функциональных мест) на схеме конкретными элементами. При этом необходимо помнить, что, наряду с положительными свойствами, вносимыми новыми элементами по отношению к прототипу, вносятся и отрицательные свойства в устройство в целом.

Как показывает анализ, развитие систем управления в передовых отраслях идет по пути замены амплитудной модуляции на круговые, а затем на кодовые АМ → (ЧИМ, ВИМ, ФИМ, ШИМ) → АКИМ, а пневматической, гидравлической и механической энергии на – электрическую. По этому же пути идет совершенствование систем управления автомобиля, но с отставанием на 10 и более лет. Так на автомобиле типа ВАЗ-2108 и др. все электронные системы были разработаны с регрессивным преобразованием: коммутатор 36.3734 (ЧИМ → АМ) [4, 9], блок управления ЭПХХ 50.3701 (ЧИМ → АМ), регулятор 13.3702 (используется двухпозиционное регулирование – одноразрядная АКМ).

ЭПХХ работал только при движении по пересеченной местности. Использование датчиков температуры с АМ только усложняло схему блока управления [10]. Разработка ЭПХХ с ВИМ [4, 10], а затем с использованием микропроцессоров позволили обеспечить требуемое

качество топливоподачи на режиме принудительного холостого хода. Были разработаны системы пуска дизельных двигателей для автомобилей КАМАЗ с регрессивным преобразованием (ЧИМ → АМ) с низким качеством. Использование датчиков температуры с ЧИМ (пьезодатчиков) позволяет повысить качество систем пуска и ЭПХХ [5, 6]. При автоматизации систем управления коробкой передач и сцеплением использовались преобразователи частоты-напряжения (ПЧН). Разработка таких преобразователей является тупиковой ветвью преобразовательной техники.

На автомобиле ВАЗ-2110 в регуляторах напряжения стали использовать ШИМ (Я212А11Е).

При разработке ДВС с впрыском первые датчики массового расхода имели аналоговый выход (амплитудно-модулированный сигнал). Повышение качества датчика расхода в дальнейших моделях потребовало использовать ЧИМ. Теория работы термоанемометрических датчиков приведена в [7].

В ракетной технике в 60-ые годы были разработаны индукционные датчики положения вала топливно-насосного агрегата. Фирма БОШ только в 1974 году приступила к разработке индуктивного датчика положения коленчатого вала. Однако безуспешные попытки разработать индуктивный датчик, работающий в условиях функционирования ДВС, вынудили заимствовать разработанный ранее индукционный датчик. Датчик преобразует механическое перемещение с частотной модуляцией в электрическое напряжение с ЧИМ. Разработка индукционного датчика положения коленчатого вала позволила разработать систему зажигания с ЧИМ и в дальнейшем использовать микропрограммное управление с использованием цифровой техники и микропроцессоров [2, 3]. На современном автомобиле нет систем управления с амплитудной модуляцией. В настоящее время в устройствах управления (микроконтроллерах) и обработки информации (микропроцессорах) используются исключительно кодовые виды модуляции.

На двигателе ВАЗ-2112 автомобиля ВАЗ-2110 для регулирования холостого хода разработана система регулирования, в которой во всех элементах используется ЧИМ и КИМ. Однако в качестве регулирующего органа используется электромагнитный клапан с непрерывным перемещением иглы, которая перемещается шаговым двигателем, что воспринимается как квантовано-модулированный сигнал. В 1990 на некоторых двигателях General Motors в системе рециркуляции выхлопных газов были впервые применены цифровые клапаны [8]. Использование цифровых регулирующих органов в системах регулирования напряжения и температуры показано в [1, 6].

В отечественных автомобилях практически не используются командно-информационные сети (мультиплексные информационные системы).

Выводы

Использование регрессивных преобразователей в электронных системах автомобиля по модуляции и энергии, а также отсутствие специализации инженерной деятельности обусловили отставание Российского автомобилестроения от зарубежного автопрома и особенно передовых отраслей техники.

Литература

1. Мельников А.А. Теория автоматического управления техническими объектами автомобилей и тракторов: Учеб. пособие для студ. высш. учеб. заведений. – М.: Издательский центр «Академия», 2003. – 280 с.
2. Микропроцессоры, микроконтроллеры и однокристалльные программируемые устройства. Часть I. Мельников А.А., Мельников А.А. (ст.), Мельников А.А. (мл.) /Под ред. А.А. Мельникова – М.: Издательство «Спутник +» 2010. – 269 с.
3. Микропроцессоры, микроконтроллеры и однокристалльные программируемые устройства. Часть II. Мельников А.А., Мельников А.А. (ст.), Мельников А.А. (мл.) /Под ред. А.А. Мельникова – М.: Издательство «Спутник +» 2010. – 235 с.
4. Мельников А.А. Управление техническими объектами автомобилей и тракторов: Системы электроники и автоматики; Учеб. пособие для студ. высш. учеб. заведений – М.: Изда-

- тельский центр «Академия», 2003. – 376 с.
5. Электрооборудование автомобилей и тракторов. Лабораторный практикум. Ермаков В.В., Малеев Р.А., Мельников А.А., Мельников А.А. (мл.), Нигматуллин Ш.М., Филатов Б.С. /Под ред. А.А. Мельникова. – М.: МГТУ «МАМИ», 2007. – 292 с.
 6. Компьютерное моделирование электронных устройств систем управления. Часть II. Учеб. пособие для вузов, Ермаков В.В., Коротков В.И. Малеев Р.А., Мельников А.А., Мельников А.А. (мл), Нигматуллин Ш.М., Филатов Б.С. /Под ред. А.А. Мельникова. – М.: МГТУ «МАМИ» 2007. – 251 с.
 7. Мельников А.А., Мельников А.А. (мл), Измерение температуры биологических объектов / Под ред. А.А. Мельникова. – Издательство «Спутник +», 2010.– 303 с.
 8. Яковлев В.Д. Диагностика электронных систем автомобиля. Учеб. пособ. – М.: СОЛОН-Пресс, 2003. – 272 с.
 9. Ходасевич А.Г., Ходасевич Т.И. Справочник по устройству и ремонту электронных приборов автомобилей. Часть 2. Электронные системы зажигания. – М.: АНТЕЛКОМ, 2002. – 224 с.
 10. Ходасевич А.Г., Ходасевич Т.И. Справочник по устройству и ремонту электронных приборов автомобилей . Часть 3. Системы автоматического управления экономайзером принудительного холостого хода автомобилей. – М.: АНТЕЛКОМ, 2003. – 160 с.

К вопросу об инженерной методике расчета лепестковых газодинамических подшипников турбокомпрессоров

д.т.н. проф. Меркулов В.И., Плыкин М.Е., к.т.н. Тищенко И.В.
Университет машиностроения, ОАО НПО «Наука»
8 (495) 223-05-23, доб. 1297, 1573, tgttd@mami.ru
8 (495) 775-31-10, доб. 682, IV.Tishenko@npo-nauka.ru

Аннотация. В статье рассмотрена инженерная методика расчета лепестковых газодинамических подшипников. Выполнены расчеты по данной методике и выполнено сравнение с экспериментальными результатами, полученными другими авторами. Рассмотрены области применения таких подшипников.

Ключевые слова: лепестковый газодинамический подшипник, турбомашинa, микрогазотурбинная установка.

Постановка задачи

Возрастание скорости и энергонапряженности современных турбохолодильников для систем кондиционирования воздуха (СКВ) летательных аппаратов (ЛА) с одновременным ужесточением требований к ним по надежности, габаритным размерам и массе вызывает необходимость совершенствования подшипниковых узлов и, в первую очередь, за счет совершенствования форм поверхности качения.

В этой связи оправдан неуклонный рост интереса к разработкам и внедрению газодинамических подшипников в быстроходных лопаточных машинах различного назначения в РФ и за рубежом.

Это, в первую очередь, касается турбохолодильников для СКВ гражданских и военных самолетов, микрогазотурбинных установок, малошумных вентиляторов, компрессоров различного назначения, в т.ч. для тепловых насосов и т.д.

Этот интерес вызван следующими принципиальными особенностями газовых подшипников:

- низкая вязкость газа обеспечивает низкие потери на трение, увеличение срока службы и повышение энергоэффективности;
- инертность газа по отношению к перекачиваемой среде;
- температурная стабильность свойств газа обеспечивает работоспособность подшипника при высокой температуре, которая зависит только от используемых материалов компонентов.

Газовые подшипники по принципу работы разделяются на:

- газостатические – с внешним наддувом;
- газодинамические – без внешнего наддува;
- гибридные.

В статье рассматриваются лепестковые газодинамические подшипники радиальные и упорные без внешнего наддува применительно к работе в СКВ гражданских самолетов и перспективы их использования в других областях энергетики.

В 2010-2011г. сотрудниками МГТУ «МАМИ» при участии сотрудников КБ ОАО НПО «Наука» был выполнен ряд работ по разработке инженерной методики расчета несущей способности газодинамических подшипников в отсутствии внешних нагрузок и оценке виброустойчивости ротора при внешних нагрузках.

Инженерный метод расчета лепестковых газодинамических подшипников

Основные допущения теории газовой смазки:

- 1) динамическая вязкость не зависит от давления;
- 2) течение в газовом слое ламинарное;
- 3) течение изотермическое;
- 4) инерционные и гравитационные силы пренебрежимо малы по сравнению с силами вязкости.
- 5) результатами расчета после выбора конструктивных параметров подшипника (длины, диаметра цапфы и количества лепестков в подшипнике) является определение зависимости его несущей способности и жесткости от режимов работы.

На основе полученных данных выбирается жесткость пакета лепестков, исходя из предположения, что эта жесткость больше жесткости газового слоя в подшипнике.

Эпюры полного давления в газодинамическом слое $p_{rf\Sigma}$, несущая способность W_{rf} и жесткость σ_{rf} определяются как функции безразмерных параметров χ , σ и ε .

$$p_{rf\Sigma}(\chi, \varepsilon, \sigma) = p_{rf1}(\chi, \varepsilon, \sigma) + p_{rf2}(\chi, \varepsilon, \sigma), \text{ [Па]} \quad (1)$$

$$W_{rf\Sigma}(\chi, \varepsilon, \sigma) = \sqrt{W^2 + W_{\Pi}^2}, \text{ [Н]} \quad (2)$$

$$\sigma_{rf} = W_{rf} / h, \text{ [Н/м]} \quad (3)$$

где: $p_{rf\Sigma}$ – суммарное давление в газовом слое,

W_{rf} , W , W_{Π} – несущие способности,

σ_{rf} – жесткость.

Используемые здесь безразмерные параметры, равны:

$$\chi = \frac{6 \cdot \mu \cdot \omega \cdot r^2}{p_0 \cdot h^2}, \quad \sigma = \frac{2 \cdot r}{L}, \quad \varepsilon = \frac{L}{h}, \quad (4)$$

где: μ – динамическая вязкость,

ω – угловая частота вращения $\omega = 2 \cdot \pi \cdot f$, 1/с,

r – радиус вала, м,

p_0 – статическое давление, Па,

h – зазор между лепестками и валом, м,

L – длина подшипника, м.

Методика расчета была апробирована на примере турбохолодильника с ротором, состоящим из трех лопаточных колес и двух валов между ними.

Параметры:

- общая масса вращающегося узла – 3,44 кг;
- масса, приходящаяся на левый подшипниковый узел 0,88 кг, на правый – 2,56 кг;
- диапазон частот вращения вала 1000 – 37000 об/мин;

- диаметр цапфы подшипника 50 мм;
- длина подшипника выбрана из условия равенства диаметру как наиболее стабильное сочетание параметров;
- количество лепестков $z \sim r^{2/3}$;
- монтажный зазор в узле на радиус 50 – 100 мкм;
- полуамплитуда кривизны лепестка 10 мкм;
- эксцентриситет по условию всплытия принимается равным $50 - 10 - 3 = 37$ мкм, где 3мкм условно нулевой зазор при всплытии ротора.

При этих условиях несущая сила опоры в зависимости от частоты вращения при условии всплытия данной конструкции приведена на рисунке 1.

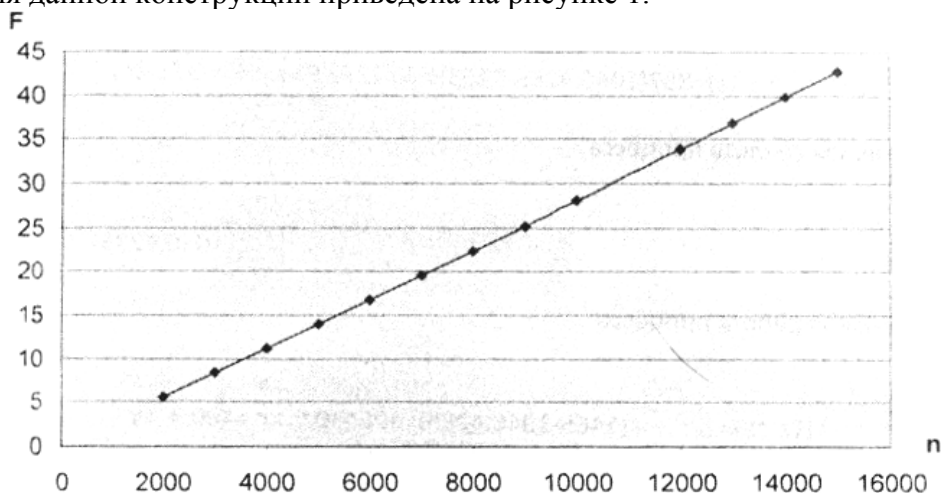


Рисунок 1 – Несущая сила опоры F [Н] в зависимости от частоты вращения вала n [об/мин] при условии всплытия

Находим на рисунке 1 пересечение зависимости и статической нагрузки на опору. Для данного варианта они равны 4000 об/мин для первой опоры и 13000 об/мин для второй опоры. Если нас устраивает частота всплытия, то переходим к определению жесткости опоры и рабочих зазоров. Если частота всплытия выше желаемой, то следует изменить диаметр или длину опор. При изменении монтажного зазора стоит учитывать условия сборки и изготовления деталей опор. Минимальный монтажный зазор не рекомендуется задавать меньше 20 мкм. Увеличение зазора свыше 200 мкм может приводить к нежелательным вибрационным нагрузкам, пониженному демпфированию опоры и снижению ресурса опор.

Для определения жесткости газового слоя в опоре необходимо, задав частоту вращения на интересующем режиме, изменяя эксцентриситет, получить зависимость несущей способности от него. Жесткость газового слоя опоры определяется отношением разности несущих способностей к разности эксцентриситетов. При увеличении частоты вращения жесткость газового слоя увеличивается. Определим жесткость опор на режиме 35000 об/мин и получим зависимость несущей способности от эксцентриситета.

Таблица 1

Несущая сила опоры в зависимости от эксцентриситета

e , мкм	F , Н	Жесткость, Н/мкм
5	16	1,6
10	25	1,8
15	35	2
20	46	2,2
25	59	2,6
30	74	3
35	96	4,4

Как видно из таблицы 1 и рисунка 2, жесткость увеличивается с увеличением эксцен-

триситета более чем в 2 раза. Также видно, что на максимальном режиме обеспечивается более чем 2-х кратный запас по несущей способности опор.

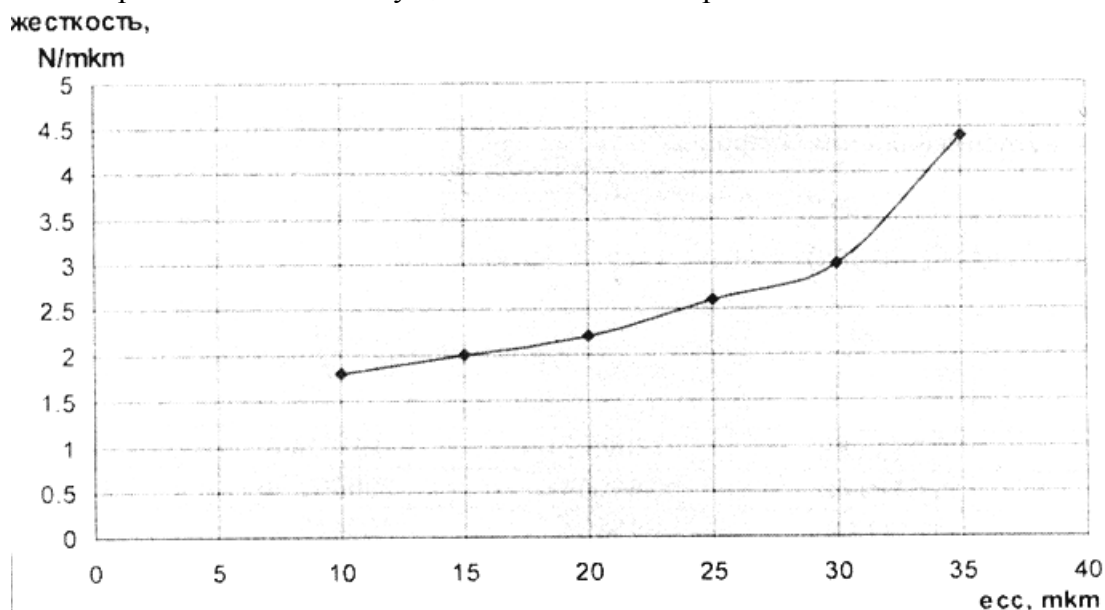


Рисунок 2 – Жесткость опоры в зависимости от эксцентриситета

В дальнейшем, используя значения жесткости, можно провести уточненный расчет критических частот роторной системы с учетом упругости опор.

В силу определенных ограничений, данная расчетная методика является поверочной и имеет ряд допущений. Помимо допущений об однородности, несжимаемости и изотропности среды в опоре, есть и допущения конструктивного характера. Предполагается, что форма лепестка в расчете носит сформировавшийся характер под воздействием упругих сил и давления смазочного слоя. Это допущение вполне применимо для лепестков без отдельных подкладных пружин. С их внедрением необходимо более точно определять форму лепестков в процессе работы. Одним из расчетных методов, позволяющих учесть этот эффект, является численное моделирование газодинамики опоры с учетом упругости лепестков. Подобные расчеты имеет смысл проводить для отработки новых конструкций, анализе особенностей конструкции из-за гораздо большего времени машинного расчета по сравнению с указанной выше методикой.

Разработанная методика инженерного расчета газодинамических опор позволяет, используя основные геометрические и режимные параметры установки, определить несущую способность опор, их жесткость и частоту вращения вала, при которой происходит всплытие вала, критические частоты системы в зависимости от жесткости опор и массы пакетов лепестков.

Данная методика апробирована на быстроходных лопаточных машинах с весом ротора от 100 г до 14 кг и рекомендована к применению в текущих проектах ОАО НПО «Наука».

Анализ экспериментальных данных лепестковых газодинамических подшипников

С целью верификации расчетной модели упорного газодинамического подшипника по результатам зарубежных и отечественных исследований был выполнен обзор современных работ. Сопоставление результатов расчета с экспериментальными данными приведено в таблице 2. Отклонение расчетных значений от экспериментальных составило от 5 % до 20 %.

При этом основные характеристики газодинамических подшипников (радиальных и осевых) менялись в следующих диапазонах:

- радиальные подшипники газостатические и лепестковые газодинамические диаметром вала от 32 до 64 мм при частотах вращения от 50000 об/мин до 90000 об/мин обеспечивали несущую способность от 7 кг до 40 кг;
- осевые подшипники – газостатический размером $d_{вн}/d_{нар} = 130 \text{ мм}/170 \text{ мм}$ выдерживал

осевую нагрузку 405-920 кг; осевой лепестковый подшипник – $d_{вн}/d_{нар} = 180 \text{ мм} / 380 \text{ мм}$ – соответственно 10,4 – 30,6 кг.

Таблица 2

Данные проверки аналитической методики и сравнения с экспериментальными данными

Геометрия подшипника и режимные условия	Аналитические результаты	Численные и экспериментальные данные
Радиальный подшипник: $r=2.4 \text{ см}, L=5.4 \text{ см}, h=16.9 \cdot 10^{-6} \text{ м}, P_0=10^5 \text{ Па}$	$W_{\text{tot}} = 78.7 \text{ Н}$ ($\epsilon=0.335, v=10500 \text{ rpm}$) $W_{\text{tot}} = 65.7 \text{ Н}$ ($\epsilon=0.5, v=4700 \text{ rpm}$)	$W_{\text{tot}} = 84.3 \text{ Н}$ (experiment) $W_{\text{tot}} = 74.5 \text{ Н}$ (experiment)
Радиальный подшипник: $r=2.4 \text{ см}, L=5.4 \text{ см}, h=6.25 \cdot 10^{-6} \text{ м}, P_0=1 \cdot 10^5 \text{ Па}$	$W_{\text{tot}} = 125.1 \text{ Н}$ ($\epsilon=0.335, v=4700 \text{ rpm}$) $W_{\text{tot}} = 244.3 \text{ Н}$ ($\epsilon=0.5, v=7400 \text{ rpm}$)	$W_{\text{tot}} = 115.6 \text{ Н}$ (experiment) $W_{\text{tot}} = 236.2 \text{ Н}$ (experiment)
Радиальный статический подшипник: $r=1.6 \text{ см}, l=4.8 \text{ см}$ ($\lambda=1.5$), $\lambda_r=0.75, d=0.1 \text{ мм}, \epsilon=0.2, h=5 \cdot 10^{-6} \text{ м}, v=50000 \text{ rpm}, P_0=5 \cdot 10^5 \text{ Па}, n_d=12$ (2 rows x 6 outlets)	$W_{rs} = 157 \text{ Н}$ – стат. компонент $W_{rt} = 221 \text{ Н}$ – динам. компонент $W_{\text{tot}} = 371 \text{ Н}$	$W_{rs} = 184 \text{ Н}$
Радиальный статический подшипник: $r=1.6 \text{ см}, l=2.4 \text{ см}$ ($\lambda=0.8$), $\lambda_r=0, d=0.1 \text{ мм}, \epsilon=0.2, h=5 \cdot 10^{-6} \text{ м}, v=50000 \text{ rpm}, P_0=5 \cdot 10^5 \text{ Па}, n_d=6$ (1 row x 6 outlets)	$W_{rs} = 106 \text{ Н}$ – стат. компонент $W_{rt} = 96 \text{ Н}$ – динам. компонент $W_{\text{tot}} = 202 \text{ Н}$	$W_{rs} = 58 \text{ Н}$
Радиальный статический подшипник: $r=3.2 \text{ см}, l=9.6 \text{ см}$ ($\lambda=1.5$), $\lambda_r=0.75, d=0.2 \text{ мм}, \epsilon=0.1, h=10 \cdot 10^{-6} \text{ м}, v=50000 \text{ rpm}, P_0=5 \cdot 10^5 \text{ Па}, n_d=12$ (2 rows x 6 outlets)	$W_{rs} = 472 \text{ Н}$ – стат. компонент $W_{rt} = 423 \text{ Н}$ – динам. компонент $W_{\text{tot}} = 895 \text{ Н}$	$W_{rs} = 324 \text{ Н}$
Радиальный лепестковый подшипник: $r=1.6 \text{ см}, l=4.8 \text{ см}$ ($\lambda=1.5$), $h=10 \cdot 10^{-6} \text{ м}, \epsilon_r=0.5, n_r=4$	$W_{rt} = 105 \text{ Н}$ ($P_0=4 \cdot 10^5 \text{ Па}, \epsilon=0.1, v=50000 \text{ rpm}$) $W_{rt} = 228 \text{ Н}$ ($P_0=4 \cdot 10^5 \text{ Па}, \epsilon=0.2, v=50000 \text{ rpm}$) $W_{rt} = 403 \text{ Н}$ ($P_0=4 \cdot 10^5 \text{ Па}, \epsilon=0.3, v=50000 \text{ rpm}$) $W_{rt} = 343 \text{ Н}$ ($P_0=6 \cdot 10^5 \text{ Па}, \epsilon=0.2, v=75000 \text{ rpm}$) $W_{rt} = 375 \text{ Н}$ ($P_0=6 \cdot 10^5 \text{ Па}, \epsilon=0.2, v=90000 \text{ rpm}$)	$W_{rt} = 96 \text{ Н}$ $W_{rt} = 194 \text{ Н}$ $W_{rt} = 416 \text{ Н}$ $W_{rt} = 350 \text{ Н}$ $W_{rt} = 380 \text{ Н}$
Осевой статический подшипник: $r_{in}=13 \text{ см}, r_{out}=17 \text{ см}$ ($B=2 \text{ см}, l=11.8 \text{ см}$), $h=12 \cdot 10^{-6} \text{ м}, n_d=4, P_0=5 \cdot 10^5 \text{ Па}$	$W_{rt} = 4058 \text{ Н}$ ($t=0.4 \text{ мм}, d=0.4 \text{ мм}$) $W_{rt} = 9207 \text{ Н}$ ($t=1.4 \text{ мм}, d=1.4 \text{ мм}$)	$W_{rt} = 5816 \text{ Н}$ $W_{rt} = 9464 \text{ Н}$
Осевой лепестковый подшипник: $r_{in}=1.8 \text{ см}, r_{out}=3.8 \text{ см}$ ($r_o=2.8 \text{ см}, L_o=2 \text{ см}$), $h=22.5 \cdot 10^{-6} \text{ м}, \epsilon_r=0.778, P_0=1 \cdot 10^5 \text{ Па}$	$W_{rt} = 94 \text{ Н}$ ($n_d=6, v=30000 \text{ rpm}$) $W_{rt} = 183 \text{ Н}$ ($n_d=6, v=50000 \text{ rpm}$) $W_{rt} = 79 \text{ Н}$ ($n_d=8, v=30000 \text{ rpm}$)	$W_{rt} = 216 \text{ Н}$ $W_{rt} = 306 \text{ Н}$ $W_{rt} = 104 \text{ Н}$

В источнике [5] сравниваются различные методики оценки несущей способности осевых ЛГП в зависимости от частоты вращения (рисунок 3).

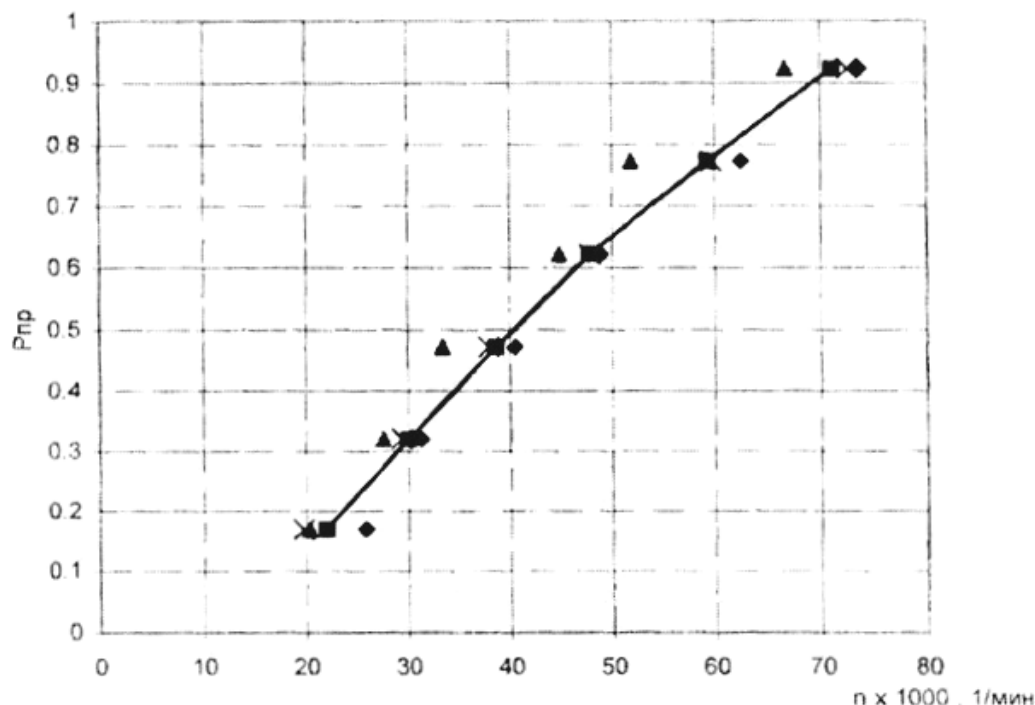


Рисунок 3 – Зависимость экспериментальной относительной предельной несущей способности осевого ЛГП в зависимости от частоты вращения при различных вариантах вычисления

Как следует из рисунка 3, в настоящее время имеются достаточно представительные методы расчета ЛГП. Однако последнее слово за экспериментом, определяющим настоящие ресурсы газодинамических подшипников и технологию их изготовления.

Расчет влияния конструктивных факторов на виброустойчивость ротора на газодинамических подшипниках

Расчеты выполнены для турбохолодильника разработки ОАО НПО «Наука» для режимов, указанных в таблице 3.

Таблица 3

Внешний фактор	Характеристика внешнего фактора	Максимальное значение		
		5... 10	10... 300	300... 2000
Синусоидальная вибрация	Диапазон частот, Гц			
	Амплитуда ускорения, м/с ²		4,9	9,8
	Амплитуда перемещения, мм		1,25	
Удар многократный	Пиковое ударное ускорение, м/с ²		9,8	
	Длительность действия, мс		20	
Удар одиночный	Пиковое ударное ускорение, м/с ²		147	
	Длительность действия, мс		15	

Создана аналитическая модель опоры в программном комплексе ANSYS Mechanical, позволяющая проводить расчет критических частот с учетом особенностей данного типа опор с учетом внешних синусоидальных колебаний при жесткости пакета лепестков 200 кН/м и расчет траекторий центра вала для различных частот колебаний и внешних нагрузок (рисунок 4).

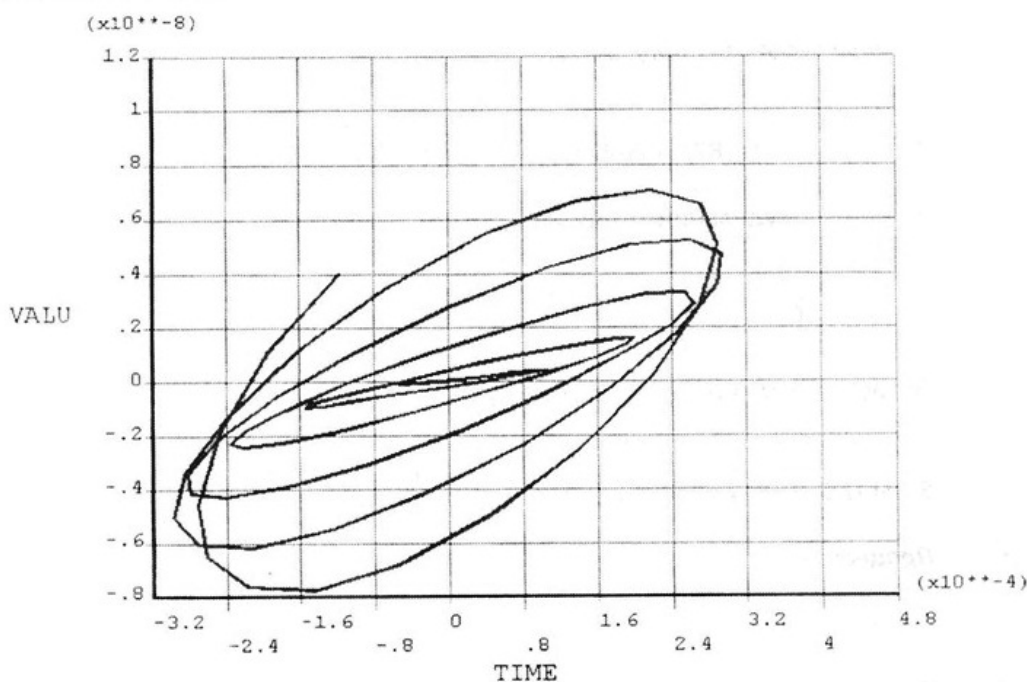


Рисунок 4 – Траектория центра вала для частоты 100 Гц и нагрузки 0,5g
Современные применения газодинамических опор в конструкциях высокооборотных лопаточных машин

1. Авиационные СКВ.

В США в течение 25 последних лет велись и ведутся работы по реализации газодинамических подшипников в агрегатах самолетов различного назначения.

В источнике [1] изложен обзор расчетных и экспериментальных работ по отработке лепестковых газодинамических подшипников турбомашин в СКВ на самолетах в течение последних 25 лет.

Из этих работ следует, что разработаны конструкции ЛГП для широкого спектра граж-

данских и военных самолетов.

Ведущая фирма США – разработчик и изготовитель подшипников и высокоскоростных турбомашин для СКВ Hamilton Sundstrand – реализовала свою продукцию для самолетов Boeing 777. Подшипники выдерживают 36000 пусков и остановов, что соответствует эксплуатации в течение 30 лет.

2. Микрогазотурбинные установки.

В микрогазотурбинных установках мощностью 100 кВт и менее применяются газодинамические подшипники.

Примерами являются разработки фирмы Capstone (США) и ЦИАМ им. Баранова (РФ). Если вопрос высокотемпературных антифрикционных покрытий в США решен, то в РФ находится в стадии разработок. Необходимая рабочая температура покрытия 400 - 500°C. В работе [3] приведены данные о покрытиях с коэффициентом трения 0,1, работоспособные при 500 пусках-остановах и максимальной температуре 810°C с нагрузкой 9,1 Н. Испытания покрытий были проведены при температуре от 370°C до 810°C.

3. Турбогенераторные установки и бытовые вентиляторы.

В работе [2] изложен опыт внедрения ЛГП на промышленных турбовентиляторах.

Бытовые вентиляторы обладают повышенным шумом, увеличивающимся в процессе износа шарикоподшипников и вследствие срывающихся с лопастей вихревых потоков. Интенсивность шума зависит от частоты вращения ротора. Так, при числе лопастей $z = 5$ и частоте вращения ротора $n = 3000$ об/мин = 50 об/с частота генерируемого звука составит $f = z \cdot n = 250$ Гц, что находится в области высокой чувствительности человеческого уха.

Для радикального снижения шума вентиляторов предлагается существенно увеличить частоту вращения ротора электродвигателя и применить бесконтактные газодинамические подшипники.

Так как человеческое ухо слабо слышит звук с частотой выше 2 кГц, то при $z = 8$ и $n = 15000$ об/мин = 250 об/с воздушный шум вентилятора с частотой $f = z \cdot n = 2400$ Гц превышает 2000 Гц.

Особенно эта задача актуальна для космонавтов в замкнутом пространстве.

Увеличение частоты вращения позволит также уменьшить радиальные размеры колеса вентилятора, и высокооборотный электродвигатель одной и той же мощности будет иметь существенно меньшие габариты и массу, чем низкооборотный.

Недостатком вентиляторов с газодинамическими опорами по сравнению с вентиляторами с опорами качения является большая сложность изготовления высокоточных деталей опор и, соответственно, повышенная стоимость. Однако, учитывая уникальность межпланетных проектов, повышенная стоимость при достижении новых качеств вентиляторов является оправданной.

Выводы

1. Проведенные расчетные исследования газодинамических подшипников дают возможность реализации подобной инженерной методики проектирования радиальных и упорных газодинамических подшипников в рамках проектных работ.
2. Для разработки газодинамических опор необходимо создание испытательных стендов для проверки их работоспособности при различных температурах (от 200°C до 450°C) с целью расширения областей применения подобных конструкций как в системах СКВ, так и микрогазотурбинных установках, вентиляторах, высокооборотных компрессорных и вентиляционных установках.

В этой связи МГТУ «МАМИ» подготовил обзор экспериментальных стендов для низких и высоких температур по материалам, опубликованным в Internet, которые могут быть использованы для проектных работ при создании стенда (стендов) по исследованию лепестковых газодинамических подшипников.

Несмотря на позитивную роль представленных численных экспериментов, как отмечено выше, значение прямых экспериментальных работ на испытательных стендах велико для успешного внедрения газодинамических подшипников для конкретных разработок ОАО

НПО «Наука».

3. С учетом зарубежного опыта применения газодинамических подшипников не только на пассажирских самолетах, но и на военных самолетах (F-14, F-16) следует начать подобные разработки агрегатов СКВ для боевых самолетов и вертолетов.
4. Перспективной работой по внедрению газодинамических подшипников является микрогазотурбинная установка мощностью 5 кВт для энергетики как альтернатива паротурбинной установке израильской фирмы «Ормат».
5. С учетом того факта, что высокотемпературное антифрикционное покрытие лепестков и вала с малыми коэффициентами трения уже работают в ряде зарубежных фирм, создание отечественного высокотемпературного антифрикционного покрытия с помощью ведущих химических институтов РАН – дело времени.

Литература

1. Agrawal. Foil air/gas bearing technology. An overview. ASME, 345E. New York, 1007, publication 97-GT-347
2. GT-2003-38606. Development of high-speed industrial turbo blowers with foil air bearing. ASME, Turbo Expo, 2003, USA
3. Low-friction wear-resistant coating for high-temperature foil bearings, report N.Y, 12205, USA
4. Технические справки и отчеты МГТУ «МАМИ» за 2010-2011 гг.
5. Ермилов Ю.И. Осевые лепестковые газодинамические подшипники. Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук, 2008 г.

Анализ прочности рамы агрегата для перевозки длинномерных грузов при модификации геометрических параметров его элементов

Мишин П.П., к.т.н. доц. Осипов Н.Л., к.т.н. проф. Крамской Н.А.

Университет машиностроения

8 (495) 223-05-23, доб. 1457, MishinPP@yandex.ru, sopr@mami.ru

Аннотация. В работе рассмотрена задача прочностного анализа рамы перспективного транспортного средства для транспортировки длинномерных грузов. Предложены меры по модификации конструкции рамы. С учетом предложенных вариантов усовершенствования построена математическая модель и определены значения напряжений и прогибов в раме агрегата для всех рассмотренных случаев.

Ключевые слова: транспортное средство, рама, математическая модель, модификация

Потребности промышленности в перевозке грузов неуклонно возрастают, в связи с этим повышение эффективности грузоперевозок является одной из главных задач на современном этапе развития страны. Так, с увеличением применения неделимого промышленного оборудования, позволяющего резко сократить себестоимость и сроки производства, повысился интерес к транспортировке наряду с обычными еще и длинномерных грузов. В свою очередь полная стоимость перевозимого груза включает в себя расходы на транспортировку вместе со стоимостью его изготовления, поэтому естественной необходимостью является сокращение издержек на доставку различных изделий.

Снижения затрат в этом случае можно добиться при проектировании транспортных средств, которые перевозят различные виды грузов, в том числе и специфических, по дорогам всех категорий. Особую важность представляет транспортировка грузов большой массы и габаритов, так как это наиболее затратный процесс и в материальном, и в техническом плане. В качестве таких грузов могут выступать ЛЭП, котельное оборудование, трансформаторы высокой мощности и т.п., а средствами доставки являются специальные транспортные средства, [1] (рисунок 1). При этом перевозка грузов может осуществляться как по дорогам общего, так и специального назначения с упрочненным покрытием.

Принцип, согласно которому под отдельные типы грузов требуется разрабатывать и из-

готовлять индивидуальные транспортные средства, весьма дорог и нерационален. При этом несущие конструкции таких транспортировочных систем зачастую проектируются с избыточным запасом прочности для перестраховки с использованием силовых элементов с массивными профилями. В результате создаются изначально утяжеленные средства доставки.



Рисунок 1 - Транспортировочный агрегат фирмы Scheuerle

В современных условиях целесообразнее либо заново проектировать универсальное транспортное средство под широкий круг перевозимых изделий и условий эксплуатации, либо модифицировать для этих целей ранее спроектированные и изготовленные для испытаний транспортные средства специального назначения. Последнего можно добиться прежде всего за счет снижения массы самого транспортного средства. При этом необходимо отказаться от первоначально заложенных избытков прочности. Также следует учитывать тот факт, что измененные дорожные условия по сравнению, например, с полосой специального назначения приводят к повышенным динамическим воздействиям, [2], в результате которых конструкция, не обладающая достаточными прочностными показателями, будет разрушена.

Элементом, на который непосредственно укладывается перевозимый груз, зачастую служит рама транспортировочного агрегата (рисунок 2).

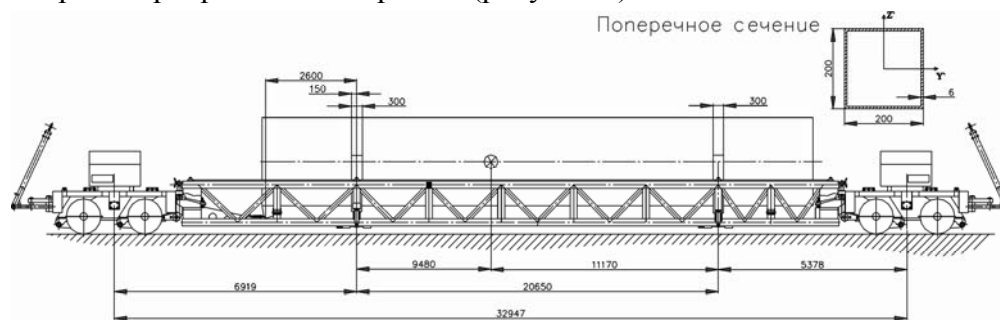


Рисунок 2 – Общий вид транспортировочного агрегата

Она может быть выполнена на основе различных конструктивных решений, одним из которых является пространственная балочная конструкция. В подобных системах балки располагаются таким образом, чтобы обеспечить максимальные жесткостные и прочностные показатели и, тем самым, гарантировать соблюдение условий транспортировки, [3]. Помимо этого достигается значительная экономия материалов при создании подобных агрегатов, что, однако, не отражается на эксплуатационных требованиях, предъявляемых к таким конструкциям.

В данной работе рассматривается модификация рамы транспортировочного агрегата, предназначенного для перевозки длинномерных (от 4 до 10 метров) грузов (рисунок 2). Усовершенствование предполагается осуществить путем варьирования и определения в конечном итоге таких жесткостных параметров несущих элементов рамы, которые обеспечивали бы ощутимое снижение массы конструкции при вполне приемлемых показателях прочности, жесткости и долговечности. Эта задача решается посредством исследования прочности рамы

как целостного объекта. При этом в основе решения лежит разработка математической модели этой конструкции.

Математическая модель строится по методу конечных элементов. В ней сам агрегат представляет собой совокупность таких несущих узлов, как: исследуемая рама с ложементами, перемычки и колесный ход.

В качестве технического решения наилучшим является вариант транспортировочного агрегата прицепного типа, отвечающий одновременно требованиям прочности, экономичности и простоте разработки и исследования. Колесный ход представляет собой два прицепа-модуля ЧМЗАП-7020, на которые опирается рама по сочлененному типу.

Рама агрегата – сварная металлоконструкция, состоящая из четырех продольных балок (по две в верхней и нижней частях рамы), двенадцати поперечных брусов в нижней и двух в верхней части рамы, а также стоек, раскосов и подкосов. Вес транспортируемого груза воспринимается двумя установленными на раме ложементами, каждый из которых представляет собой криволинейную раму радиусом 2900 мм, сваренную из нескольких металлических листов. Ложемент установлен на двух коротких брусах, которые в свою очередь закреплены на двух поперечных балках в нижней части рамы агрегата. Помимо этого ложемент крепится к стойкам в боковых поясах рамы.

Массовые данные груза и основных элементов агрегата приведены в таблице 1.

Таблица 1

Массовые данные груза и основных элементов агрегата

Наименование	Обозначение	Масса, т
Груз	m_1	10,575
Рама агрегата	m_2	12,5
Прицеп-модуль	m_3	11,93

Расчет статических усилий, приходящихся на ложементы от веса груза (рисунок 3), проводится в соответствии с центровочными характеристиками транспортировочной системы (рисунок 2).

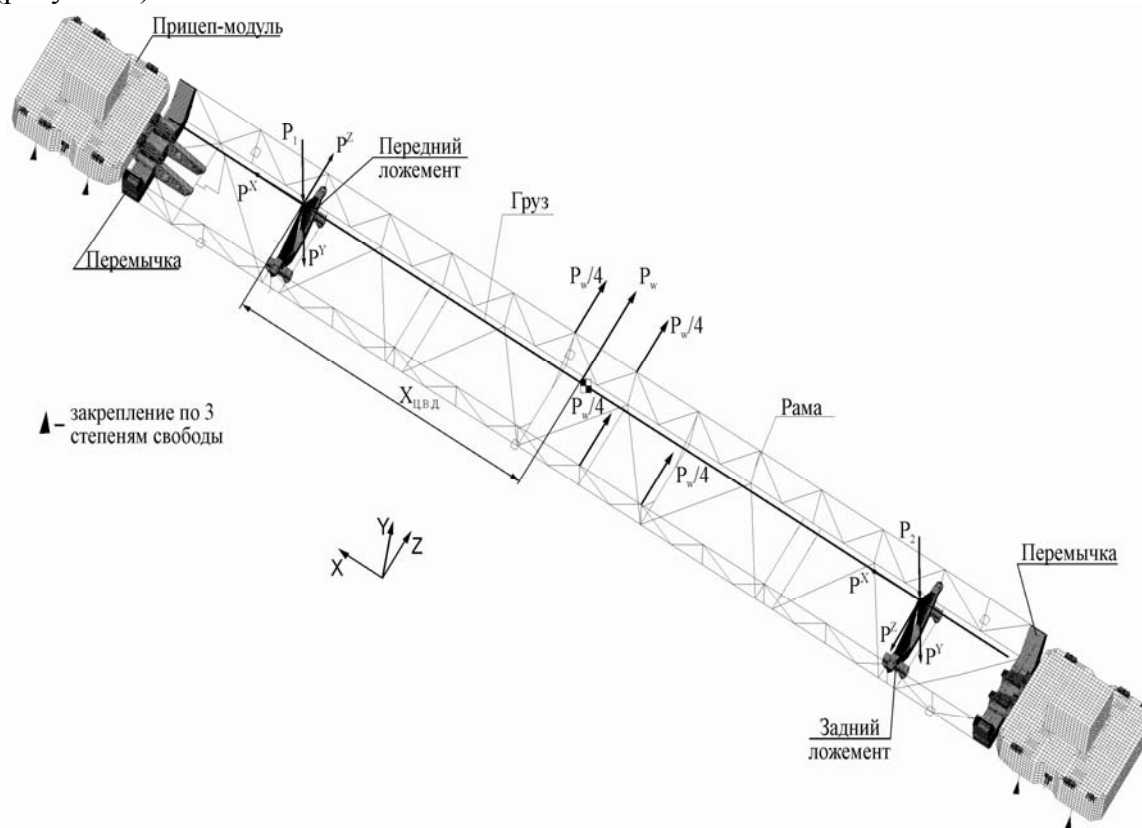


Рисунок 3 – Расчетная схема

Усилия, приходящиеся соответственно на передний и задний ложементы, равны:

$$P_1 = m_1 \cdot (L - L_1) / L = 56,11 \text{ кН}, \quad (1)$$

$$P_2 = m_1 \cdot L_1 / L = 47,62 \text{ кН}, \quad (2)$$

где: L – расстояние между ложементами 20,65 м;

L_1 – расстояние между центром масс груза и передним ложементом 9,48 м;

Динамические нагрузки, действующие на груз и конструкцию рамы и возникающие при маневрах транспортного устройства при пуске и торможении механизмов, определяются в данной работе в квазистатической постановке по следующим формулам [4]:

$$P^x = n_x \cdot G, \quad P^y = n_y \cdot G, \quad P^z = n_z \cdot G, \quad (3)$$

где: P^x, P^y, P^z – продольные, вертикальные и боковые инерционные нагрузки соответственно;

n_x, n_y, n_z – коэффициенты эксплуатационных перегрузок, таблица 2;

G – расчетный вес транспортировочной системы.

Таблица 2

**Значения коэффициентов эксплуатационных перегрузок
в соответствии с РМ-457-24-2000**

Вид транспортировки	Коэффициент “ni” перегрузки в направлении оси		
	n_x	n_y	n_z
Автомобильная	$\pm 0,6$	-1,4	$\pm 0,3$

При транспортировке груз и рама подвергаются ветровому воздействию, создаваемому приземным ветром. Расчетная величина ветрового воздействия определялась в соответствии с ОСТ 92-9249-80 при скорости ветра 15 м/с и условно приведена к центру ветрового давления [5] (рисунок 3):

- координаты центра ветрового давления относительно переднего ложемента $X_{ц.в.д.} = 9,53$ м; $Y_{ц.в.д.} = 0$ м.
- полная ветровая нагрузка, воздействующая на всю конструкцию транспортного агрегата и определенная с учетом порывов ветра, равна $P_w = 30$ кН. Эта нагрузка целиком прикладывается к грузу в центре ветрового давления и передается на раму через ложементы. При воздействии непосредственно на раму эта нагрузка условно разделяется поровну между узлами конструкции рамы в окрестностях центра ветрового давления.
- координата центра ветрового давления от поверхности дорожного покрытия $Y = 1,4$ м.

Расчетным для конструкции является случай нагружения, при котором на раму оказывает воздействие всей совокупности вышеперечисленных силовых факторов. Описанный случай нагружения обуславливает самые высокие значения напряжений и деформаций в конструкции и, тем самым, определяет наиболее опасный нагрузочный режим.

Расчетная схема агрегата, лежащая в основе математической модели, представлена на рисунке 3. В ней несущая рама образована за счет жесткосоединенных балок, ориентированных в пространстве таким образом, чтобы сообщить тележке транспортного средства максимальную жесткость при наименьшем весе (треугольная схема). В совокупности балки рамы образуют полузамкнутую решетчатую систему.

Передача усилий (например, ветровых, весовых, инерционных и т.д.) со стороны транспортируемого груза на ложементы схематизируется посредством специальной балочно-стержневой модели состоящей из имитирующей груз упругой продольной оси той же массы с эквивалентными характеристиками жесткости на изгиб и кручение, а также стержневого

набора, имитирующего контактное взаимодействие груза и ложементов (рисунок 3). Указанный стержневой набор расположен в плоскости ложемента.

Сами ложементы схематизируются как коробчатые криволинейные объекты, жестко соединенные со сдвоенными несущими балками посредством переходного устройства в виде короткого коробчатого бруса. Ложемент и опорный брус образованы пластинами.

Сварочный узел между опорным швеллером и сдвоенными опорными балками моделируется набором стержней с заведомо завышенным модулем упругости, который на несколько порядков выше, чем у реальных материалов. Эти схемные стержни условно работают только на растяжение-сжатие.

Устройства, передающие тяговое усилие на раму транспортного средства, а именно, прицеп-модуль и перемычка, представляют собой коробчатые объекты, моделируемые с помощью пластинчатых элементов.

В данной работе используются балочный элемент с общими свойствами растяжения, изгиба и кручения (рисунок 4), элемент пластины (рисунок 5) и стержневой элемент, работающий только на растяжение/сжатие (рисунок 6).

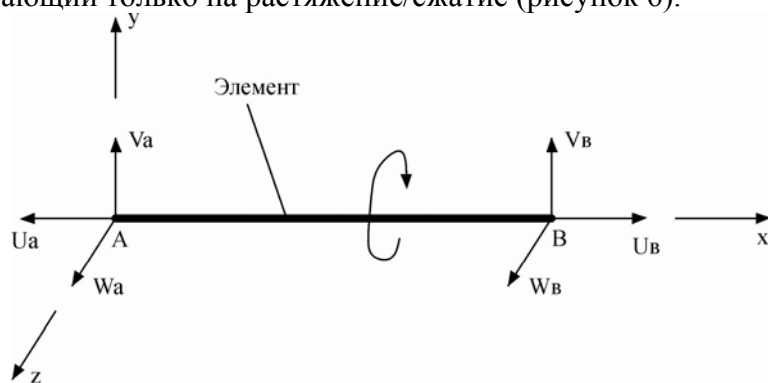


Рисунок 4 – Балочный элемент

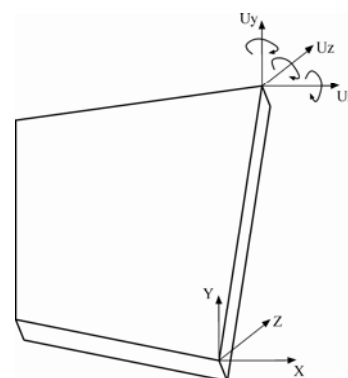


Рисунок 5 – Элемент пластины



Рисунок 6 – Стержневой элемент

Прототип конструкции рамы агрегата (рисунок 2) предназначен для перевозки грузов по улучшенным дорогам с асфальтобетонным покрытием. Ввиду чувствительности перевозимого груза к транспортировочным нагрузкам, в конструкцию рамы агрегата без достаточных теоретических оснований заложен избыточный запас прочности за счет применения профилей с большой площадью поперечного сечения, что утяжеляет раму. Для того, чтобы расширить область применения агрегата, например, для перевозки грузов по дорогам общего назначения с большей скоростью, необходимо снизить динамические нагрузки, возникающие при движении. Этого можно добиться, например, за счет уменьшения массы рамы при сохранении ее несущей способности.

В качестве концептуальных модификаций, допустимых по критериям прочности и жесткости, приняты:

- уменьшение в 2 раза толщин стенок профилей поперечных балок, стоек, раскосов и подкосов;
- уменьшение в 2 раза внешних размеров профилей поперечных балок, стоек, раскосов и подкосов;
- одновременное уменьшение в 2 раза и внешних размеров, и толщин профилей поперечных балок, стоек, раскосов и подкосов.
- В результате проведенных преобразований конструкции получены следующие результаты:
- в первой модификации максимальное значение напряжений в раме составило $12.7 \cdot 10^7$ Па (рисунок 7) наибольшие прогибы равны $5.6 \cdot 10^{-2}$ м (рисунок 8), масса рамы равна 6.586 т,

что в 1.89 раза меньше массы прототипа;

- во второй модификации максимальное значение напряжений в раме составило $13.02 \cdot 10^7$ Па (рисунок 9), наибольшие прогибы равны $5.82 \cdot 10^{-2}$ м (рисунок 10), масса рамы равна 6.479 т, что в 1.93 раза меньше массы прототипа;
- в третьей модификации максимальное значение напряжений в раме составило $22.6 \cdot 10^7$ Па (рисунок 11), наибольшие прогибы равны $6.0 \cdot 10^{-2}$ м (рисунок 12), масса рамы равна 5.431 т, что в 2.3 раза меньше массы прототипа.

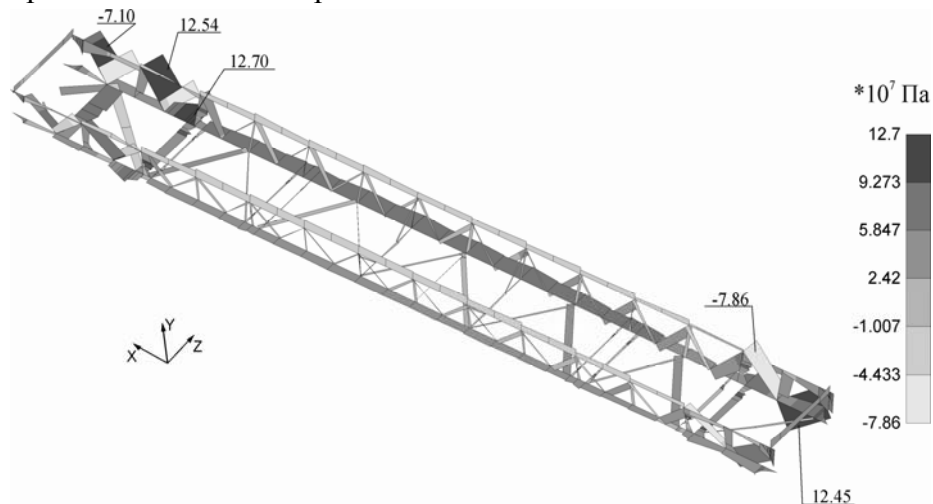


Рисунок 7 – Эпюра напряжений в раме в первой модификации

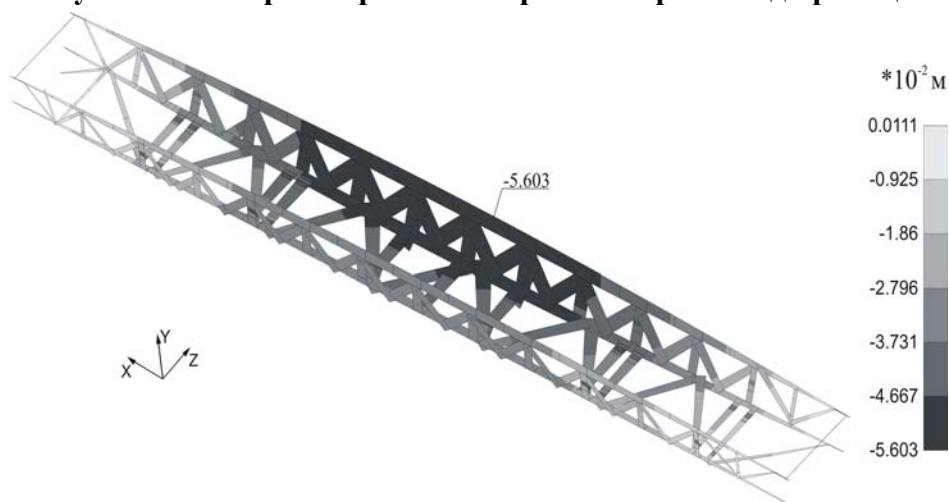


Рисунок 8 – Эпюра перемещений в раме в первой модификации

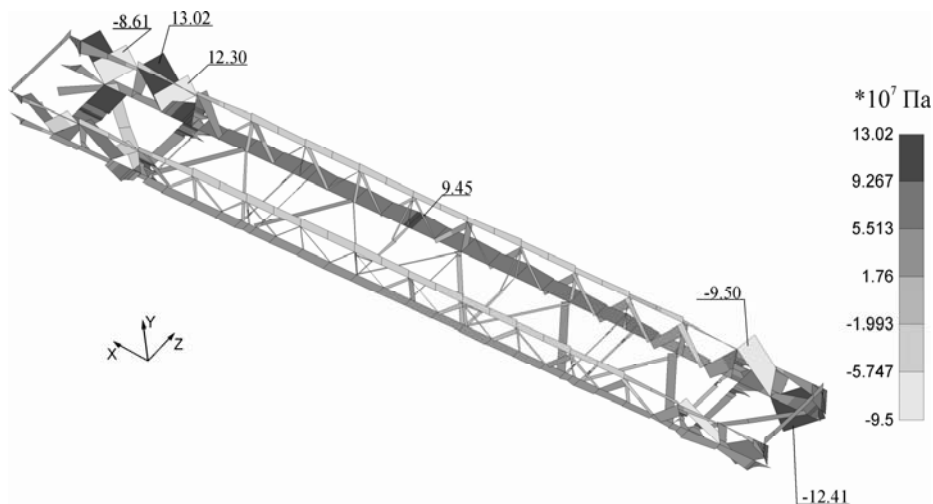


Рисунок 9 – Эпюра напряжений в раме во второй модификации

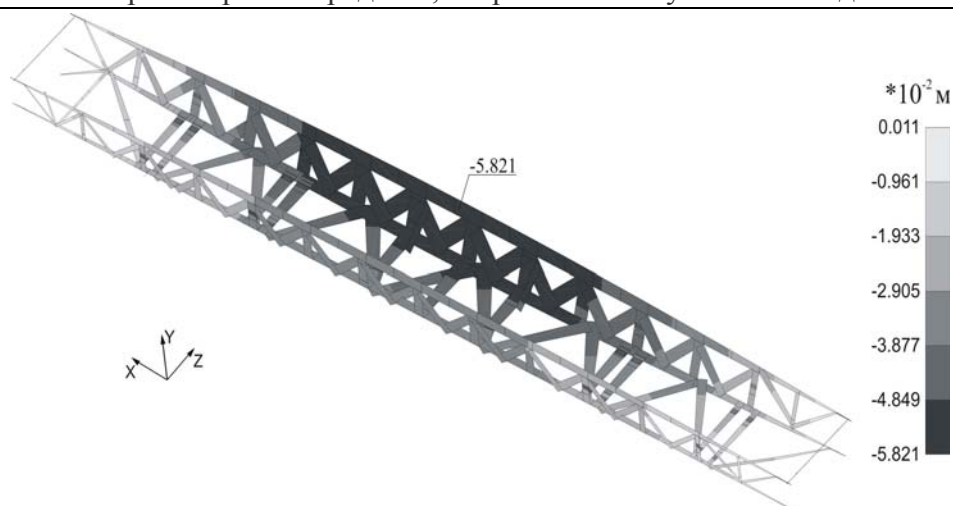


Рисунок 10 – Эпюра перемещений в раме во второй модификации

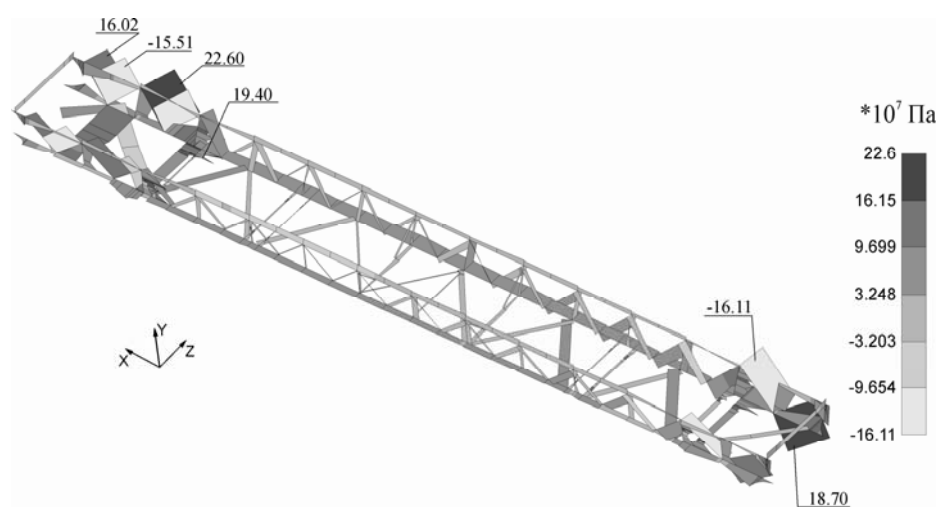


Рисунок 11 – Эпюра напряжений в раме в третьей модификации

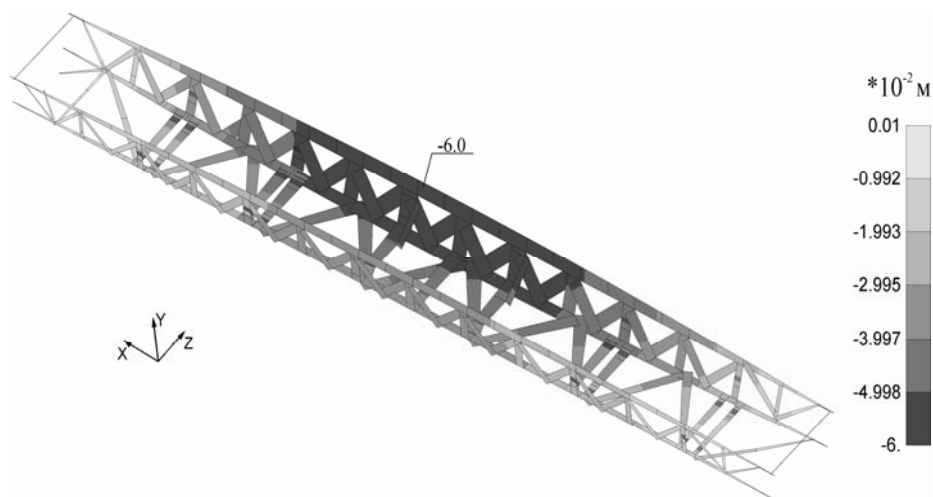


Рисунок 12 – Эпюра перемещений в раме в третьей модификации

В целом по работе можно сделать следующие выводы:

- на основе разработанной математической модели для анализа жесткости и прочности всей конструкции в целом получены значения интенсивностей напряжений и перемещений всех узловых точек;
- на основе проведенного анализа вскрыты значительные резервы статической прочности, устойчивости и жесткости во всех элементах конструкции;
- предложены меры по простейшей, но эффективной модификации конструкции основной

части агрегата – рамы тележки транспортного устройства. Эти меры способствуют уменьшению массы транспортного устройства без заметного снижения его жесткости. Получающиеся при этом повышенные напряжения в элементах рамы оказываются тем не менее существенно меньше допустимых (σ_T);

- удалось уменьшить массу рамы агрегата более чем в 2 раза при сохранении ее прочностных и жесткостных показателей.

Литература

1. Аксенов П.В. Многоосные автомобили. – М.: Машиностроение, 1989.
2. Хусаинов А.Ш., Селифонов В.В. Теория автомобиля. Конспект лекций - Ульяновск: УлГТУ, 2008.
3. Проскуряков В.Б. Динамика и прочность рам и корпусов транспортных машин. - Л., Машиностроение, 1972.
4. РМ 457-24-2000. Проведение и оформление общих расчетов проектируемых агрегатов (систем) специального назначения.
5. ОСТ 92-9249-80. Агрегаты специального назначения. Методика расчета ветровых нагрузок.

Универсальный стенд контроля упругих характеристик нажимного диска сцепления в сборе

к.т.н. Петунин В.П., к.т.н. доц. Прокопьев М.В., к.т.н. Прасолов А.В., Волков Д.А.,
Транквиллевский В.Г.
Волжский Автомобильный Завод, Тольяттинский Государственный Университет

Аннотация. При проведении испытаний по одобрению автомобильных компонентов необходимо наличие стендового оборудования, позволяющего оценить характеристики компонентов на соответствие требованиям документации. В статье представлен стенд, позволяющий производить замеры упругих характеристик нажимного диска сцепления.

Ключевые слова: сцепление легкового автомобиля, универсальный стенд для испытаний сцеплений, упругие характеристики нажимного диска сцепления, схемы замеров, зажимная нагрузка

Упругие характеристики нажимных пружин сцепления можно построить с использованием расчетных методов, приведенных в работах [1-3]. Однако более достоверные результаты всегда получаются при построении этих характеристик экспериментальными методами.

Часто при проведении исследовательских и опытно-конструкторских работ возникают задачи проведения замеров характеристик опытных объектов. Применительно к нажимному диску сцепления в сборе такими характеристиками являются упругие характеристики и отход нажимного диска.

Основными требованиями к проведению замеров являются универсальность оборудования, позволяющая производить замеры для нажимных дисков разных по габаритам и конструкции, время, необходимое для проведения замеров, и точность результата.

На АВТОВАЗе разработан и изготовлен стенд, отвечающий данным требованиям. Основой разработанного стенда является высокоточное оборудование фирмы «НВМ», Германия, которое включает в себя следующие компоненты: аналогово-цифровой преобразователь Spider-8, индуктивные датчики перемещений WA10 и WA20, тензометрический датчик силы С2 (20кН), а также программное обеспечение САТМАН. На рисунке 1 показан внешний вид стенда.

Для проведения замеров разработана и изготовлена специальная оснастка, позволяющая выполнять замеры «прямой» и «обратной» упругих характеристик нажимных дисков. На рисунке 2 представлена схема проведения замеров «прямой» упругой характеристики и отхода нажимного диска сцепления размерностью 200 мм.

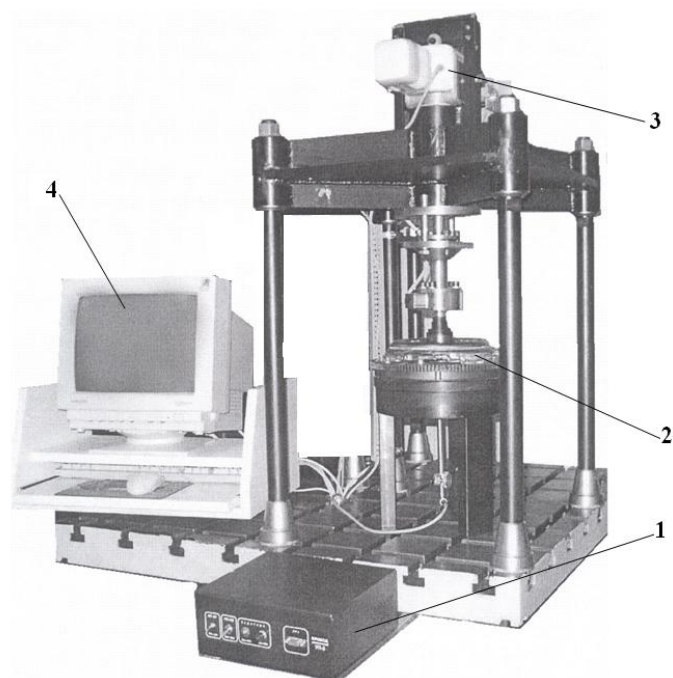


Рисунок 1 – Стенд по замеру упругих характеристик нажимного диска сцепления в сборе: 1 – блок управления стендом; 2 – нажимной диск сцепления в сборе; 3 – электропривод; 4 – компьютер

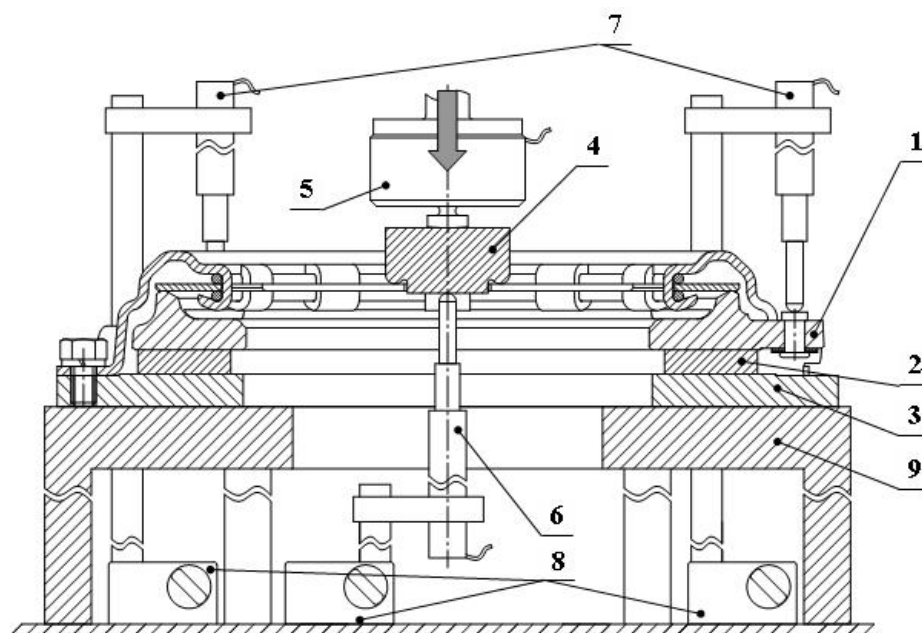


Рисунок 2 – Схема стенда при замере «прямой» упругой характеристики нажимного диска сцепления в сборе: 1 – нажимной диск сцепления в сборе; 2 – калибровочные шайбы; 3 – оснастка, имитирующая маховик двигателя; 4 – оснастка, имитирующая муфту выключения сцепления; 5 – датчик силы; 6 – датчик перемещения муфты; 7 – датчики отхода нажимного диска; 8 – магнитные стойки; 9 – стол

При контроле «прямой» упругой характеристики нажимного диска сцепления с калибровочными шайбами (имитирующими толщину ведомого диска в сжатом состоянии), а также отходов нажимного диска дается оценка на соответствие требованиям конструкторской документации самого нажимного диска.

При выполнении замеров «прямой» упругой характеристики нажимного диска сцепления в комплекте с ведомым диском сцепления в сборе (вместо калибровочных шайб) полученные результаты используются в качестве исходных данных для расчета системы привода управления сцеплением или для оценки потерь в приводе управления сцеплением. Эти заме-

ры крайне важны, так как при проектировании сцепления невозможно достаточно точно оценить осевую упругость ведомого диска сцепления и, соответственно, спрогнозировать максимальное усилие на «прямой» упругой характеристике сцепления. На рисунке 3 представлены результаты замеров «прямых» упругих характеристик. Из сравнительного анализа характеристик 1 и 3 можно увидеть, что на начальном этапе перемещения муфты выключения сцепления характеристики 1 и 3 совпадают, что вызвано начальной упругой деформацией лепестков диафрагменной пружины. Затем следует участок значительного превышения характеристики 1 над 3, что объясняется началом отхода нажимного диска, при котором сжатый в осевом направлении ведомый диск способствует отходу нажимного диска за счет своей потенциальной энергии предварительного сжатия. На последнем участке характеристики 1 и 3 вновь совпадают, что является следствием появления зазора между нажимным и ведомым дисками сцепления. При этом разница значений сил в точках «b» и «с» составляет до 20% (в зависимости от конструкции ведомого диска) от уровня силы в точке «b».

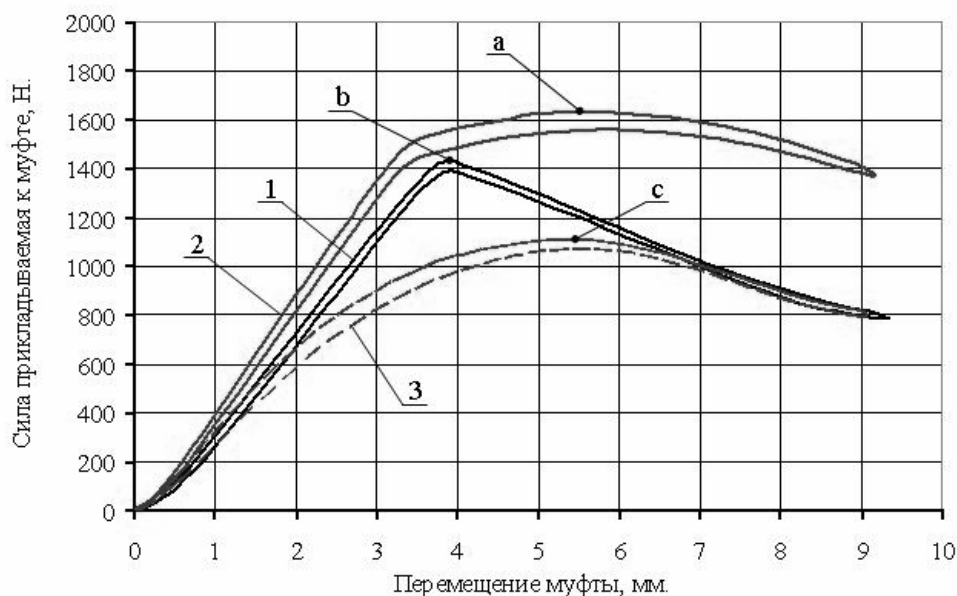


Рисунок 3 – Упругая «прямая» характеристика сцепления: 1 – с калибровочными шайбами, имитирующими новый ведомый диск; 2 – с калибровочными шайбами имитирующие, максимально допустимый износ накладок сцепления; 3 – с новым ведомым диском сцепления

Следующая упругая характеристика нажимного диска в сборе определяет еще один важнейший параметр сцепления – нажимное усилие F_n , которое определяет силу, действующую на ведомый диск со стороны нажимного диска в сцеплении.

Непосредственно сама характеристика представляет зависимость силы, прикладываемой на закрепленном нажимном диске в сборе к нажимному диску, от его (нажимного диска) перемещения. Такую характеристику часто называют «обратной» характеристикой. Для её определения используется тот же стенд, который изображен на рисунке 1, с применением дополнительной оснастки (рисунок 4).

Анализ «обратной» упругой характеристики позволяет дать заключение на соответствие конструкторской документации по величине нажимного усилия, проверить правильность настройки технологической операции подрезки нажимного диска, оценить гистерезисные потери и т.д.

На рисунке 5 представлены несколько замеров «обратных» упругих характеристик нажимных дисков сцепления различных размерностей и конструкций.

Необходимо отметить, что, помимо замеров упругих характеристик нажимного диска сцепления, представленный стенд используется для замеров упругости педалей сцепления, опор агрегатов, рычагов и др. деталей, что в полной мере оправдывает название стенда – «универсальный».

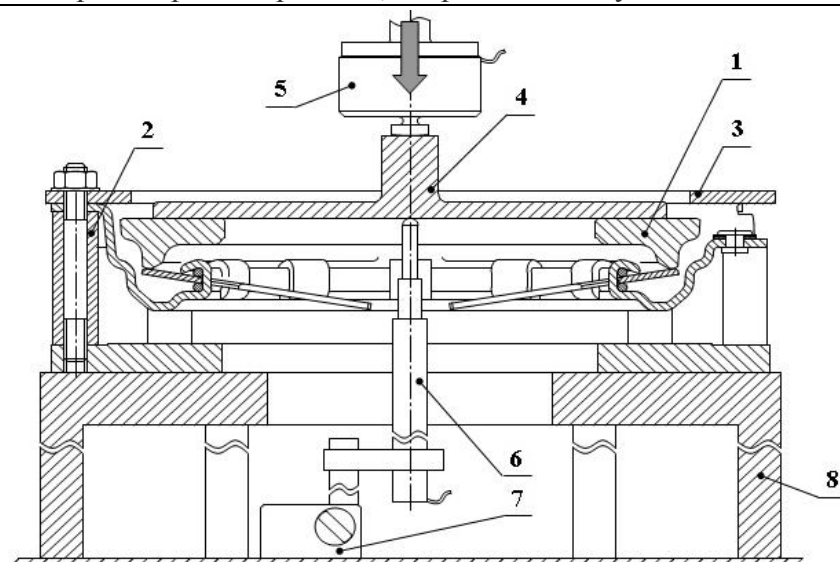


Рисунок 4 – Схема стенда при замере «обратной» упругой характеристики нажимного диска сцепления в сборе: 1 – нажимной диск сцепления в сборе; 2 – стойка; 3 – оснастка, имитирующая маховик двигателя; 4 – плита; 5 – датчик силы; 6 – датчик перемещения; 7 – магнитная стойка; 8 – стол

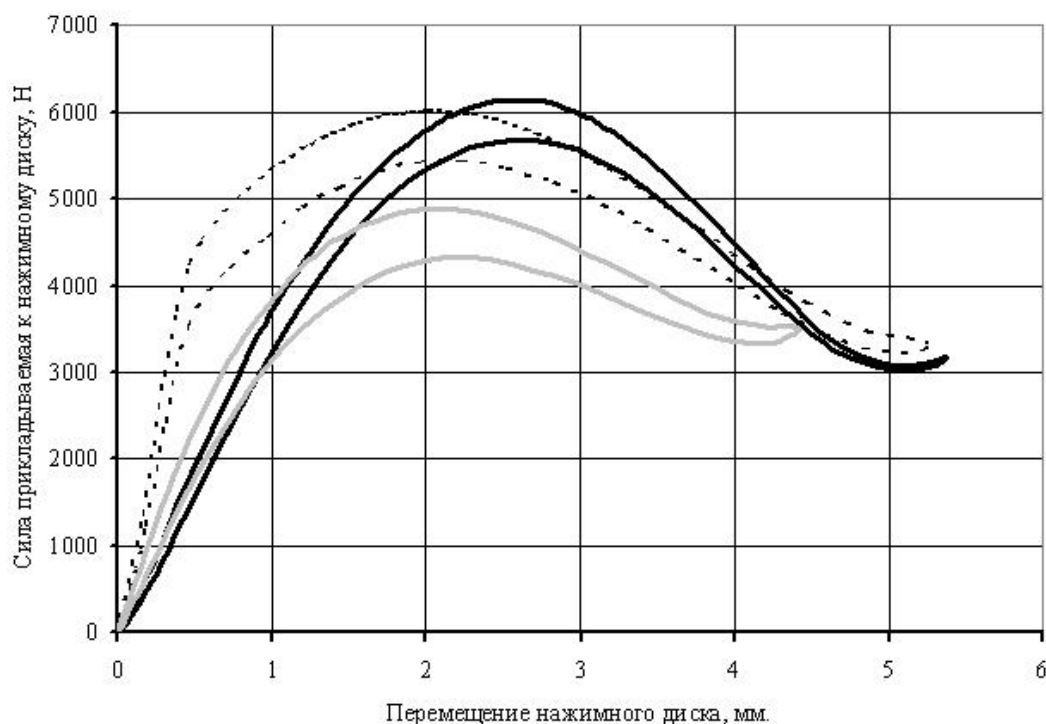


Рисунок 5 – Упругие «обратные» характеристики нажимного диска сцепления

Выводы

1. Представлена конструкция стенда, предназначенного для замера упругих характеристик нажимного диска сцепления, продемонстрированы основные методы проведения замеров.
2. Показано, что при расчете систем привода сцепления необходимо учитывать осевую упругость ведомого диска сцепления, которая значительно изменяет упругую (прямую) характеристику нажимного диска сцепления в сборе.

Литература

1. Сцепления транспортных и тяговых машин/ Под ред. Ф.Р. Геккера, В.М. Шарипова, Г.М. Щеренкова. – М.: Машиностроение, 1989. – 334 с.
2. Шарипов В.М. Конструирование и расчет тракторов. М.: Машиностроение, 2004. - 592 с.
3. Шарипов В.М. Конструирование и расчет тракторов. М.: Машиностроение, 2009. - 752 с.

Единый алгоритм управления крутящими моментами, подводимыми к колесам полноприводных автомобилей

д.т.н. с.н.с. Плиев И.А., д.т.н. Сайкин А.М., Архипов А.В., к.т.н. доц. Ахмедов А.А.
ФГУП «НАМИ», Университет машиностроения
pliev@mail.ru, akhm@mami.ru

Аннотация. Представлен единый алгоритм управления крутящими моментами, подводимыми к колесам полноприводных автомобилей с «интеллектуальной» трансмиссией. Алгоритм обеспечивает определение крутящего, подводимого к каждому колесу многоосного автомобиля с наименьшими потерями мощности с учетом дорожных условий: твердое покрытие или деформируемый грунт. Результаты вычислений подтверждены экспериментальными исследованиями.

Ключевые слова: многоосное колесное транспортное средство, полноприводный автомобиль, алгоритм управления крутящим моментом, дорожные условия.

Одним из направлений кардинального повышения технического уровня многоосных полноприводных транспортных средств, эксплуатация которых предполагается в сложных дорожных условиях, является разработка так называемых «интеллектуальных трансмиссий», приспособленных к оптимальному автоматическому управлению их функциями и позволяющих осуществлять в процессе движения автомобиля бесступенчатое индивидуальное распределение мощности между колесами в соответствии с текущими характеристиками взаимодействия «колесо-грунт». Этому направлению в последнее время уделяют внимание ведущие мировые автопроизводители и исследовательские центры.

На полноприводных автомобилях необходимо обеспечить такой алгоритм распределения мощностей (моментов) по осям или колесам, который позволил бы двигаться в оптимальном режиме на различных дорогах и бездорожье, обеспечивая, по желанию водителя, или минимальные затраты мощности на передвижение, или наилучшую проходимость при данной полной массе АТС, данному распределению масс по осям автомобиля, типу шин, давлению воздуха в шинах и т.д. Затраты мощности на передвижение связаны, прежде всего, с преодолением сопротивления движению, а проходимость связана со сцепными свойствами под колесами автомобилей. Сложность создания алгоритма при движении по деформируемым грунтам усугубляется изменением физических свойств грунта под впереди идущими колесами.

Прежде чем переходить к алгоритму, рассмотрим некоторые базовые положения теории качения эластичного колеса. На рисунке 1 показаны режимы качения эластичного колеса по твердой опорной поверхности с учетом сил от суммирования касательных напряжений под воздействием вертикальной нагрузки.

При этом использованы следующие обозначения:

$P_{зк}$ – вертикальная нагрузка на колесо;

$R_{зк}$ – вертикальная реакция на колесо со стороны опорной поверхности;

M_k – крутящий момент, приложенный к колесу;

$P_{хк}$ – продольная сила, приложенная к оси колеса;

$R_{хк}$ – продольная сила в контакте колеса с опорной поверхностью (в зависимости от знака – сила сопротивления или сила тяги);

ω_k – угловая скорость качения колеса;

$r_{ко}$ – радиус качения колеса в ведомом режиме;

$r_{кс}$ – радиус качения колеса в свободном режиме.

На рисунке 1 показан также график изменения продольной силы, приложенной к оси колеса, в функции от крутящего момента $P_{хк} = f(M_k)$. В отличие от принятых представлений на участках тормозного, ведомого и нейтрального режимов сила $P_{хк}$ положительна, так как она способствует качению колеса вперед. На участке ведущего режима она отрицательна, так как препятствует движению колеса. При свободном режиме она равна 0.

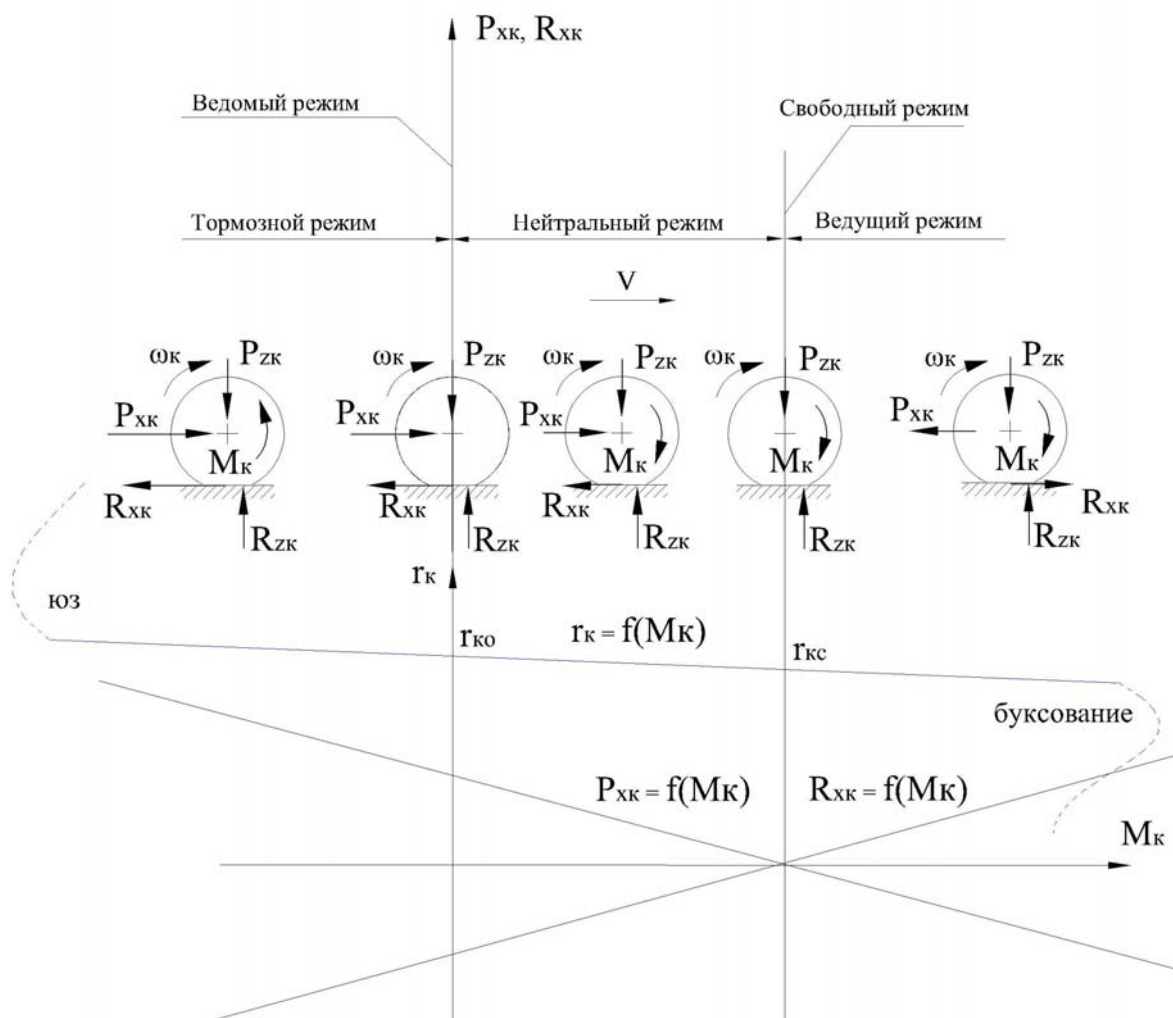


Рисунок 1 – Режимы качения эластичного колеса по твердой опорной поверхности

Аналогично для продольной силы, действующей в контакте колеса с опорной поверхностью $R_{xk} = f(M_k)$: если она способствует движению колеса вперед, то она положительна (ведущий режим), если препятствует, то отрицательна (тормозной, ведомый и нейтральный режимы).

Такая интерпретация изменения знака силы, действующей на оси колеса, представляется более логичной по сравнению с классическим представлением [3, 4].

На рисунке 2 показаны режимы качения эластичного колеса по деформируемой опорной поверхности. При этом использованы те же обозначения, что и при рассмотрении качения колеса по твердой опорной поверхности, только добавлена сила R_{fk} – сила сопротивления качению колеса.

Тормозной режим характерен крутящим (тормозным) моментом M_T , направленным в сторону, противоположную вращению колеса, при этом к оси колеса приложена значительная сила P_{xk} , вызванная инерцией замедления.

Ведомый режим характеризуется отсутствием крутящего момента, движение колеса осуществляется только за счет действия силы P_{xk} , приложенной к оси колеса и направленной в сторону движения. На криволинейной части контакта к колесу приложена сила сопротивления качению колеса R_{fk} , в опорной части колеса действует продольная сила R_{xk} , вызванная скольжением колеса по ходу движения и тоже представляющая силу сопротивления качению.

Подвод крутящего момента M_k при наличии силы, приложенной к оси колеса P_{xk} – нейтральный режим, сначала вызывает уменьшение продольной силы R_{xk} , действующей в опорной части колеса, с последующим переходом через «0» и сменой знака на противоположный – появлением силы тяги. Сила P_{xk} , прилагаемая к оси колеса, постепенно уменьшается, так

как необходимая для движения сила обеспечивается силой тяги $R_{\text{хк}}$ в контакте колеса с грунтом.

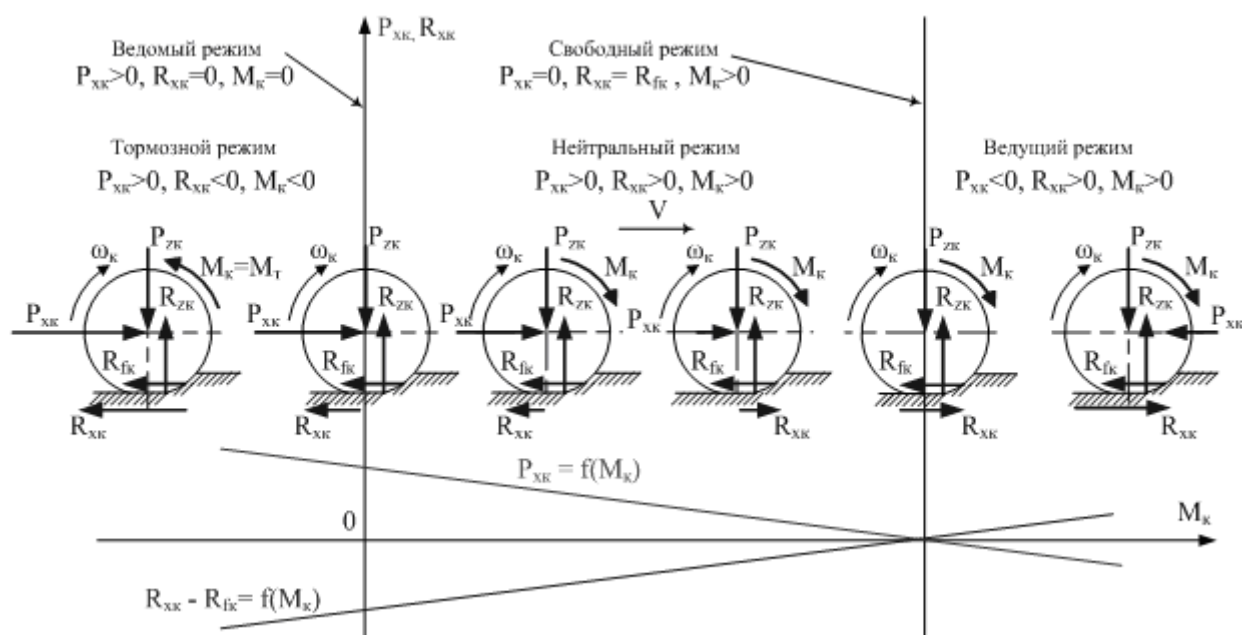


Рисунок 2 – Режимы качения эластичного колеса по деформируемой опорной поверхности

Свободный режим, при котором продольная сила, прилагаемая к оси колеса, отсутствует, связан в то же время с равенством силы тяги и силы сопротивления качению $R_{\text{хк}} = R_{\text{фк}}$. В этом принципиальное отличие предлагаемого подхода от ряда математических моделей, в которых движение колеса по деформируемой опорной поверхности в свободном режиме происходит при отсутствии сил, действующих в контакте колеса с грунтом, и подводимый крутящий момент направлен только на преодоление момента сопротивления качению, вызванному смещением вперед вертикальной реакции, приложенной к колесу. При новом подходе вытекает следующее следствие: свободный режим качения колеса по деформируемому грунту может сопровождаться значительным буксованием, которое определяется необходимостью создания силы тяги, способной преодолеть силу сопротивления качению, в том числе значительную, например, на вспаханном поле.

В ведущем режиме сила тяги, возникающая под действием крутящего момента, преодолевает как силу сопротивления качению $R_{\text{фк}}$, так и силу $P_{\text{хк}}$, приложенную к оси колеса и направленную против движения.

На рисунке 2 показан также график изменения продольной силы, приложенной к оси колеса, в функции от крутящего момента $P_{\text{хк}} = f(M_{\text{к}})$. По аналогии с качением колеса по твердой опорной поверхности на участках тормозного, ведомого и нейтрального режимов сила $P_{\text{хк}}$ положительна, так как она способствует качению колеса вперед, а не отрицательна. На участке ведущего режима она отрицательна, так как препятствует движению колеса.

Изменение силы $R_{\text{хк}}$, действующей в опорной части колеса, в функции от крутящего момента $R_{\text{хк}} = f(M_{\text{к}})$, показывает, что на этапе нейтрального режима при определенных условиях сила меняет знак, проходя через «0», то есть сила тяги при качении колеса по деформируемому грунту равна нулю не в свободном режиме, а в нейтральном режиме при определенных значениях подводимого крутящего момента и силы, действующей на оси. Буксование колеса в этом случае равно нулю. При этом к колесу приложена сила сопротивления качению $R_{\text{фк}}$. Найти эту стадию нейтрального режима, когда $R_{\text{хк}} = 0$ и использовать ее для последующих расчетов представляется весьма сложной задачей. К тому же стремиться к обеспечению этого режима нет особого смысла. Если колеса одной оси, например, двухосного полноприводного автомобиля, находятся на этой стадии, то колеса другой оси автомобиля должны двигаться в ведущем режиме даже при отсутствии силы тяги на крюке. То есть пол-

ноприводный автомобиль по своим свойствам приближается к неполноприводному автомобилю с ухудшением своей проходимости. Для практических расчетов будет использован свободный режим качения колеса, когда каждое колесо автомобиля движется самостоятельно, не получая дополнительной мощности от других колес и не отдавая ее другим колесам.

С учетом вышеприведенных положений был отработан алгоритм управления подводом крутящих моментов (мощностей) к колесам полноприводных автомобилей. Для реализации данного алгоритма необходимо применение бесступенчатых электрических или гидрообъемных трансмиссий с возможностью индивидуального подвода мощности к каждому колесу.

Условие движения колеса с минимальными затратами мощности осуществляется в свободном режиме при отсутствии сил, приложенных к его оси [4]. После ряда преобразований исходных формул, рассматривая движение автомобиля по деформируемой опорной поверхности как более общий случай движения, можно записать:

$$\frac{M_{ki}}{\sum_{i=1}^{2n} M_{ki}} = \frac{(f_{гpi} + f_{ги}) \cdot G_{ki}}{\sum_{i=1}^{2n} (f_{гpi} + f_{ги}) \cdot G_{ki}}, \quad (1)$$

или в других обозначениях:

$$\frac{M_{ki}}{M_a} = \frac{f_{ki} \cdot G_{ki}}{f_a \cdot G_a}, \quad (2)$$

где: M_{ki} - крутящий момент, подведенный к отдельному колесу;

$M_a = \sum_{i=1}^{2n} M_{ki}$ - крутящий момент, подведенный ко всем колесам автомобиля;

$f_{ki} = f_{гpi} + f_{ги}$ - коэффициент сопротивления качению колеса в общем случае;

$f_{гpi}$ - коэффициент сопротивления качению, связанный с деформацией грунта;

$f_{ги}$ - коэффициент сопротивления качению, связанный с гистерезисными потерями;

f_a - коэффициент сопротивления движению всего автомобиля;

$G_{ki} = R_{zi}$ - нагрузка под каждым колесом;

G_a - сила тяжести всего автомобиля.

При качении колеса по твердой опорной поверхности составляющая $f_{гpi}$ в коэффициенте сопротивления качению колеса исчезает.

Таким образом, для обеспечения минимальных затрат мощности на движение необходимо, чтобы отношения моментов на каждом колесе были пропорциональны отношениям сил сопротивления движению.

Следует иметь в виду, что нагрузки по осям (колесам) должны определяться в движении, а не в статике. Дело в том, что действующие на мосты реактивные моменты, сила аэродинамического сопротивления, сила тяги на крюке, скатывающая сила при движении в гору изменяют перераспределение нагрузок по осям, увеличивая нагрузки задних осей. Соответственно, к этим осям (колесам) должен подводиться больший крутящий момент.

Как показали проведенные исследования на испытательном стенде, действие вышеперечисленных сил не оказывает влияния на зависимости (1) и (2). В этом случае колеса движутся не в свободном, а в ведущем режиме, однако только соблюдение указанных зависимостей позволяет рассчитывать на оптимальный режим движения с точки зрения затрат мощности. То есть каждое колесо «самодостаточно» и несет «свою» часть горизонтальной силы, приложенной к оси, не отдавая мощность другим колесам и не получая ее от других колес в виде дополнительной осевой силы. Этот режим можно назвать «ведущий оптимальный».

Рассмотрим режим качения колеса с точки зрения обеспечения максимальной проходимости. Сила, действующая в контакте колеса, не должна превышать силу тяги по сцепле-

нию:

$$R_{xki} \leq G_{ki} \cdot \varphi_{ki}, \quad (3)$$

где: φ_{ki} – максимальный коэффициент сцепления данной шины с данным грунтом.

Величина коэффициента сцепления зависит от многих факторов, в том числе от нагрузки на колесо, рисунка протектора, давление воздуха в шине, характеристик грунта, скорости движения и т.д.

По аналогии с формулами, приведенными выше, можно записать условие обеспечения движения с максимальными сцепными свойствами:

$$\frac{M_{ki}}{M_a} = \frac{\varphi_{ki} \cdot G_{ki}}{\varphi_a \cdot G_a}, \quad (4)$$

где: φ_a – максимальный коэффициент сцепления автомобиля, определяется из формулы:

$$\varphi_a \cdot G_a = \sum_{i=1}^{2n} (\varphi_{ki} \cdot G_{ki}). \quad (5)$$

То есть для обеспечения максимальной проходимости конкретного полноприводного автомобиля необходимо, чтобы крутящие моменты были пропорциональны максимальным силам тяги по сцеплению. Однако прогнозирование максимального коэффициента сцепления и максимально возможной силы тяги под колесом автомобиля представляет собой чрезвычайно сложную техническую задачу, поэтому предлагается начинать перераспределение моментов по колесам автомобиля при начале критического буксования хотя бы одного из колес. Под критическим буксованием понимается дальнейшее буксование колеса после достижения максимального коэффициента сцепления. Учитывая значительное количество колес у полноприводного автомобиля, его проходимость в этом случае, как правило, не теряется.

На рисунке 3 показан алгоритм управления подводом крутящих моментов (мощности) к колесам полноприводного автомобиля.

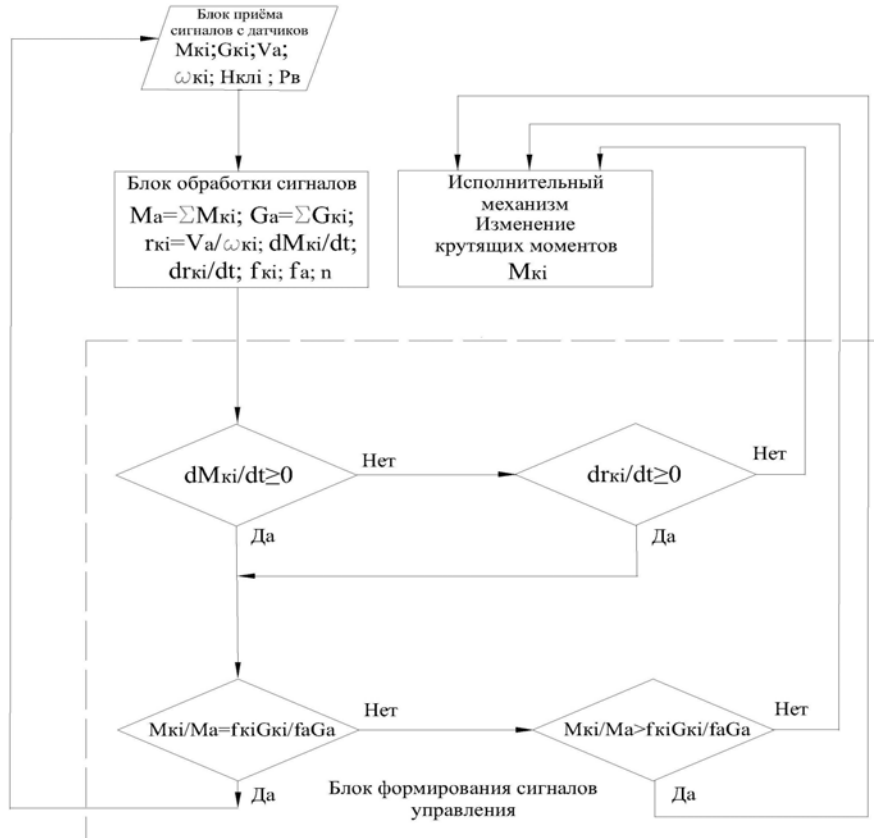


Рисунок 3 – Алгоритм управления крутящими моментами при движении полноприводного автомобиля по твердой и деформируемой опорной поверхности в общем случае

При движении полноприводного автомобиля по твердой опорной поверхности непрерывно с помощью датчиков контролируются следующие параметры: скорость движения V_a , крутящие моменты на колесах M_{ki} , нагрузки под колесами G_{ki} , угловые скорости вращения колес ω_{ki} , давление воздуха в шинах P_v , которые попадают в блоке управления в блок приема сигналов с датчиков. При движении по деформируемой опорной поверхности дополнительно контролируется глубина колеи $H_{кли}$.

В блоке обработки сигналов рассчитываются: $M_a = \sum_{i=1}^{2n} M_{ki}$ – суммарный крутящий момент, подведенный ко всем колесам автомобиля; $G_a = \sum_{i=1}^{2n} G_{ki}$ – сила тяжести всего автомобиля; $r_{ki} = V_a / \omega_{ki}$ – радиус качения i -ого колеса; dM_{ki}/dt – изменение крутящего момента во времени; dr_{ki}/dt – изменение радиуса качения колеса во времени; f_{ki} – коэффициент сопротивления качению колеса; f_a – коэффициент сопротивления качению всего автомобиля. При этом f_{ki} и f_a рассчитываются по теоретическим зависимостям [2]. Некоторое количественное расхождение теоретических значений от действительных не окажет принципиального влияния на перераспределение крутящих моментов.

Движение с минимальными затратами мощности можно осуществлять только при наличии достаточных сцепных свойств под каждым колесом, поэтому постоянно идет проверка изменения крутящих моментов и радиусов качения колес во времени. Это особенно важно при движении по твердой скользкой опорной поверхности в условиях дождя, гололеда, снега, при движении по деформируемым грунтам. Если $dM_{ki}/dt \geq 0$, то трансмиссия обрабатывает в нормальном режиме. В случае если $dM_{ki}/dt < 0$, то проверяется изменение радиуса качения колеса: не возникло ли критическое буксование колеса. Если $dr_{ki}/dt < 0$, то началось критическое буксование колеса, когда сила тяги на колесе при увеличении буксования не растет, а падает. В этом случае надо переходить на алгоритм реализации максимальных сцепных свойств – перераспределять крутящий момент на другое колесо.

Если началось критическое буксование колес одной оси одновременно, то необходимо перераспределить крутящие моменты по осям (больше на оси с высокими сцепными свойствами).

Если $dr_{ki}/dt \geq 0$, то уменьшение крутящего момента связано не с ухудшением сцепных свойств, а с другими причинами, (например, с уменьшением подачи топлива) и система обрабатывает нормально.

Далее в блоке формирования сигналов управления проверяется отношение (2). Если равенство соблюдается с допуском $\pm 5\%$ (при движении по твердой опорной поверхности $\pm 3\%$), то система обеспечивает движение полноприводного автомобиля с затратами мощности, близким к минимальным. Отклонение от этого соотношения в ту или иную сторону приводит к подаче сигнала на исполнительный механизм для изменения крутящих моментов и восстановления требуемого соотношения.

Как уже было сказано, экспериментальные исследования показали, что при появлении силы тяги на крюке или силы аэродинамического сопротивления отношения моментов на колесе к общему моменту на всех колесах автомобиля по-прежнему должны соответствовать отношению сил сопротивления движению колеса и всего автомобиля для обеспечения минимальных затрат мощности на движение. Но при этом следует учесть, что увеличение крутящих моментов и появление горизонтальных сил приведет к перераспределению нормальных реакций под колесами, что будет зафиксировано датчиками.

При выводе формул (1), (2) использовалась только одна составляющая мощностного баланса, связанная с внешним сопротивлением качению колеса, однако можно утверждать, что при реализации свободного режима качения (или ведущего оптимального) суммарные затраты мощности, связанные с буксованием колес, также близки к минимальным.

Алгоритм усовершенствован за счет введения коэффициента поправки, учитывающего силовое воздействие со стороны микропрофиля дорожной поверхности. Данный коэффици-

ент представлен рабочей характеристикой в виде функции от параметра микропрофиля, в качестве которого могут выступать дисперсии ординат микропрофиля дороги или вертикального ускорения центра масс автомобиля. Параметры, описывающие рабочую характеристику коэффициента поправки, найдены согласно методике оптимизации с регулируемыми параметрами [5].

Предложенный единый алгоритм управления крутящими моментами, подводимыми к колесам полноприводных автомобилей, требует для своей реализации значительного количества различных датчиков, однако современный уровень развития электронных элементов, их надежность и универсальность позволяет рассчитывать на их использование уже сегодня.

Поисковые исследования в данной области проведены по теме «Проведение проблемно-ориентированных исследований по разработке алгоритма управления мощностями, подводимыми к колесам полноприводных автотранспортных средств, в зависимости от условий движения» в рамках федеральной целевой программы «Научные и научно – педагогические кадры инновационной России» на 2009 – 2013 годы.

Выводы

Единый алгоритм управления крутящими моментами позволяет управлять трансмиссией многосного автомобиля при обеспечении минимальных затрат мощности с сохранением высокой проходимости и управляемости автомобиля в различных дорожных условиях.

Алгоритм разрабатывался с учетом современного уровня развития электронных элементов, их надежности и универсальности. При наличии необходимых датчиков предлагаемый алгоритм может быть реализован в настоящее время с минимальными затратами на существующих автомобилях.

Литература

1. Плиев И.А., Сайкин А.М., Коршунов Г.О., Архипов А.В. Об оптимизации распределения мощности по осям и колесам полноприводных автомобилей в зависимости от дорожных условий // Журнал автомобильных инженеров. – 2011. - №3 (68). – С. 34 – 37.
2. Плиев И.А., Сайкин А.М., Коршунов Г.В., Архипов А.В. Алгоритмы управления мощностями, подводимыми к колесам полноприводных автомобилей // Журнал ААИ. - 2012. - № 3 (74). - С.16-18.
3. Петрушов В.А. и др. Мощностной баланс автомобиля/В.А. Петрушов, В.В. Московкин, А.Н. Евграфов; Под общ. Ред. В.А. Петрушова. – М.: Машиностроение, 1984. – 160 с.
4. Шухман С.Б., Соловьев В.И., Прочко Е.И. Теория силового привода колес автомобилей высокой проходимости. М., Агробизнесцентр, 2007. – 336 с.
5. Бахмутов С.В., Ахмедов А.А., Орлов А.Б. Методика оптимизации законов регулирования подвески автомобиля с учетом условий эксплуатации. //«Известия МГТУ «МАМИ». Научный рецензируемый журнал. – М., МГТУ «МАМИ», № 1(13) 2012 г., с. 16-23.

Методы получения и спектральный анализ вибрационных характеристик искусственных треков

к.т.н. доц. Подрубалов В.К., Подрубалов М.В.

Университет машиностроения
8(495)965-9129, podrubalov@bk.ru

Аннотация. В статье рассмотрены результаты расчетов характеристик кинематических возбуждений от профилей искусственных треков, которые должны применяться при оценке вибрации машин на соответствие стандартам. Показаны основные свойства этих треков. Выбраны наиболее представительные треки для осуществления расчетных и натуральных экспериментов по совершенствованию систем виброзащиты.

Ключевые слова: вибрация, искусственный трек, возбуждение, спектральная плотность, диапазон частот, вибрационная характеристика

Вибрация тракторов и самоходных машин, обусловленная кинематическим воздействи-

ем профиля пути, оказывает существенное негативное влияние на степень комфорта и эффективность работы оператора, а при больших длительности и уровне - на его здоровье (возникновение вибрационной болезни) и безопасность. Межгосударственные стандарты [1, 2], введенные в действие с 2008 года, устанавливают новые отношения сторон в области обеспечения вибрационной безопасности. В отличие от существовавших ранее [3, 4], которые предписывали выполнение норм по вибрации, в них отражена концепция, принятая в странах ЕС и других промышленно развитых странах, где ответственность по виброзащите оператора переходит последовательно от изготовителя машины (обязан определить и задать ее вибрационные характеристики) к работодателю (правильно выбрать и эксплуатировать машину) и далее к надзорным органам, аккредитованным государством, контролирующим первые два субъекта.

Из сказанного видно, что главным этапом здесь является экспериментальное определение параметров вибрационной характеристики машины с применением испытательного кода [2] (метода), использующего искусственные эталонные треки, которые вследствие своей неразрушимости после каждого проезда трактора обеспечивают длительное время воспроизводимости испытаний. Треки, назначенные для испытаний в нашем новом стандарте [2], были созданы в английском институте NIAE (британский стандарт 4220) в начале 60-х годов прошлого века и в дальнейшем приняты как фоны для испытаний тракторов и самоходных машин в СТ ИСО 5008. Два трека имитируют проселочную дорогу и вспаханное поле. Известно [5], что для построения профилей этих треков использованы образцы поверхностей, спектры которых огибают спектры микропрофилей дорог и агрофонов, обследованных в Англии и в одном из районов ФРГ. В [5] утверждается, что количество измерений было ограничено, вследствие чего их параметры статистически недостоверны. В то же время в этой работе предложены треки, которые в дальнейшем были введены в ГОСТ [4]. Принцип синтеза их характеристик, как заявляет автор, был другой: сначала проводилась оценка и обобщение параметров реальных фонов, и затем – получение искусственных ординат эталонных профилей через обратное преобразование Фурье исходного спектра.

Поэтому проведение исследований характеристик возбуждений от созданных к настоящему времени искусственных фонов (в том числе отечественных [4]), которые позволят оценить общую картину по этому вопросу и подтвердить или опровергнуть рациональность выбора в [2] режимов для натуральных испытаний тракторов, является весьма актуальным. Кроме того, наличие этих данных крайне важно для корректного задания функции цели при математическом моделировании и расчетах по оптимизации систем виброзащиты мобильных машин на стадиях их проектирования и модернизации.

При осуществлении сравнительного анализа характеристик треков сначала используем традиционный подход, алгоритм которого следующий: массив значений ординат микропрофиля - оценки дисперсии, корреляционной функции и спектральной плотности - коэффициенты аппроксимации - анализ. Полученные оценки указанных характеристик наиболее часто аппроксимировали связанными преобразованием Фурье выражениями:

$$R(l) = \sigma^2 \cdot e^{-\alpha \cdot |l|} \cdot \cos(\beta \cdot l), \quad (1)$$

$$S(\omega) = \sigma^2 \cdot \frac{2 \cdot \alpha}{\pi} \cdot \frac{\omega^2 + \alpha^2 + \beta^2}{(\omega^2 - \alpha^2 - \beta^2)^2 + 4\alpha^2 \cdot \omega^2}, \quad (2)$$

где: ω – путевая частота, 1/м;

σ – среднееквадратическое значение (СКЗ) ординат профиля пути, 10^{-2} м;

$\alpha = \frac{\beta}{\pi} \cdot \ln \left| \frac{\sigma^2}{R(l_2)} \right|$ – коэффициент, характеризующий интенсивность затухания корреляционной функции, 1/м;

$\beta = \frac{\pi}{2 \cdot l_1}$ – коэффициент, характеризующий гармоническую составляющую корреляционной функции профиля, 1/м;

l_1 – абсцисса первого пересечения корреляционной функции с нулем, т.е. $R(l_1)=0$;

l_2 – абсцисса первого отрицательного минимума корреляционной функции.

При произвольной постоянной скорости машины V выражения (1) и (2) рассчитываются при:

$$\sigma_V^2 = \sigma^2 = const, \alpha_V = \alpha \cdot V, \beta_V = \beta \cdot V, \omega_V = \omega \cdot V. \quad (3)$$

Таблица 1

Параметры эталонных треков ГОСТ 12.2.002-91 и ИСО 5008:2002

Стандарт	Трек	Скорость v , м/с (км/ч)	Колея	СКЗ высоты неровностей σ , м·10-2	Параметры аппроксимации	
					α , 1/м	β , 1/м
ГОСТ 12.2.002-91	Агрофон	2,22 (8)	Колеи совпадают	1,51	1,8	1,24
	Дорога грунт.	4,17 (15)		2,1	0,26	0,49
ИСО 5008:2002	неровная колея Агрофон	1,39 (5)	Л	5	0,5	0,4
			П	4,66	0,25	0,3
			Среднее	4,83	0,38	0,35
	ровная колея Дорога	3,33 (12)	Л	1,8	0,24	0,33
			П	2,46	0,28	0,08
			Среднее	2,13	0,26	0,21

Анализ статистических параметров эталонных треков, вычисленных в работе [5] по формулам (1) и (2), показывает (таблица 1), что они имеют мало общего. Во-первых, в наш ГОСТ противостоит заложено, что при натуральных испытаниях машины или при расчетных экспериментах с применением исходных ординат профилей на динамическую систему машины действуют одинаковые кинематические возбуждения по разным колеям, т.е. машина не будет испытывать поперечных колебаний, что не соответствует картине, наблюдаемой в реальной эксплуатации мобильных машин, а также требованиям ГОСТ и СТ ИСО [1, 3] по оценке горизонтальной вибрации. Потом весьма разнятся как регламентируемые стандартами скорости движения машин, так и сами параметры σ , α , β , α_v , β_v . Единственный случай – это практическое совпадение СКЗ высот неровностей σ и параметра α для дороги ГОСТ и среднего значения ординат профилей правой и левой колеи СТ ИСО.

Однако более чем 2-х кратная разница в параметре β профилей и существенное отличие в скоростном режиме движения машины не дает права говорить о какой-либо их эквивалентности. Т.е. общепринятый подход с использованием при анализе параметров аппроксимации по выражениям (1) и (2) не дает значимых результатов.

Первичной характеристикой, отображающей уровень кинематического воздействия на машину, являются СКЗ высот неровностей профилей пути и воздействий от него в заданных диапазонах частот. Их оценки (рисунок 1, таблица 2) получены для различных (в том числе и регламентируемых) скоростей движения машины. Анализ проводился в наиболее опасном для оператора диапазоне частот 0-11,2 Гц. Он в соответствии со стандартами [1-4] разбивался на октавные диапазоны частот (ОДЧ): 0-0,7 Гц – факультативно; 0,7-1,4 Гц – среднегеометрическая частота (СГЧ) 1 Гц; 1,4-2,8 Гц – СГЧ 2 Гц; 2,8-5,6 Гц – СГЧ 4 Гц; 5,6-11,2 – СГЧ 8 Гц. Расчеты проведены:

1. Интегрированием в указанных выше диапазонах частот функций спектральных плотностей профилей фонов и их воздействий, полученных по формулам (1) – (3).
2. Интегрированием в тех же диапазонах частот спектральных плотностей эталонных фонов ($v=1$ м/с) и воздействий от них, вычисленных по массивам ординат, представленных в стандартах [2, 4]. Реализации для последующей статистической обработки формировались с использованием интерполяции кубическими сплайнами, применение которой имело цель увеличение количества точек в реализациях за счет введения промежуточных точек по длине шага квантования и тем самым улучшения оценок спектральных плотностей при использовании алгоритма быстрого преобразования Фурье (БПФ).

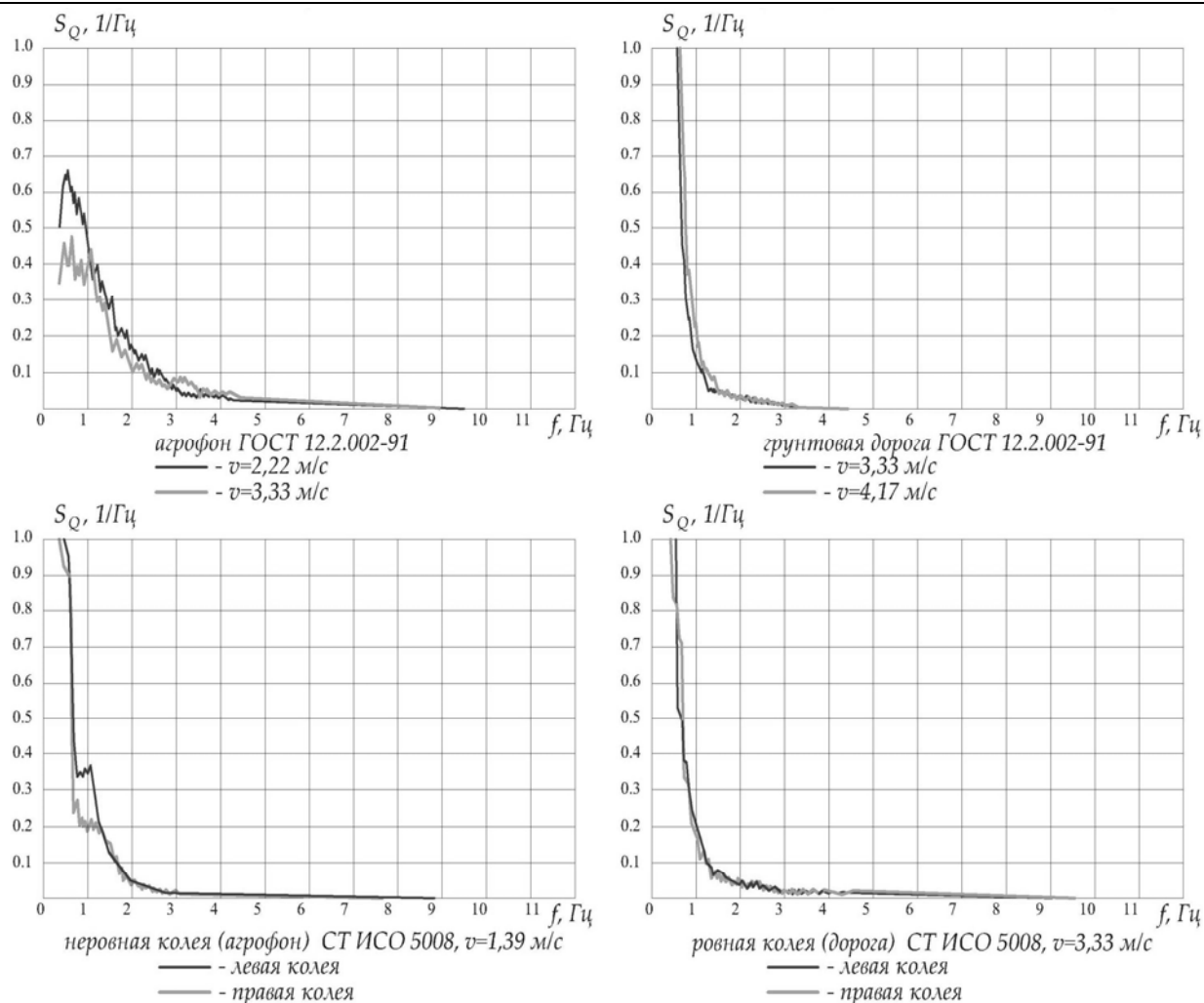


Рисунок 1 - Нормированные спектральные плотности воздействий по перемещениям от эталонных треков

Спектральный анализ воздействий от искусственных эталонных профилей по перемещениям (рисунок 1) показывает, что основная доля дисперсии нормированных машинных спектров, полученных по массивам ординат, лежит в диапазоне до 2 Гц. Небольшое отличие наблюдается лишь у спектров эталонного агрофона ГОСТ (они более растянуты), причем как на регламентируемой скорости 2,22 м/с (8 км/ч), так и 3,33 м/с (12 км/ч).

Они, так же как и реальные с.х. фоны [6], не имеют смещения каких-либо выраженных максимумов с увеличением скорости, что предполагают формулы (1)-(3). Это говорит об ограниченности применения этих формул для реализаций, заданных массивами ординат профилей пути даже подверженных предварительной обработке.

Таблица 2

СКЗ высоты неровностей ($m \cdot 10^{-2}$) эталонных треков и воздействий от них, рассчитанные с использованием аппроксимации спектров (числитель) и машинным кривым спектров (знаменатель)

Стандарт	Трек	Скорость (м/с)	Колея	Диапазон частот, Гц					
				0-0,7	0,7-1,4	1,4-2,8	2,8-5,6	5,6-11,2	0-11,2
ГОСТ 12.2.002-91 (числитель – нормирующие значения)	Агрофон	1,0	Колеи совп.			0,61	0,43	0,31	
				1,18	0,55	0,38	0,22	0,03	1,37
	Дорога	1,0	Колеи совп.			0,43	0,3	0,21	
				2,06	0,29	0,21	0,11	0,01	2,1

ГОСТ 12.2.002-91	Агрофон	1,0	Колеи совп.	1,3	0,55	0,39	0,27	0,19	1,5
				1,18	0,55	0,38	0,22	0,03	1,37
		2,22		1,03	0,75	0,58	0,41	0,29	1,48
				0,91	0,73	0,57	0,41	0,25	1,37
	Дорога грунт.	1,0	Колеи совп.	2,06	0,29	0,2	0,14	0,1	2,1
				2,06	0,29	0,21	0,11	0,097	2,1
		4,17		1,9	0,69	0,43	0,30	0,21	2,09
				1,86	0,8	0,46	0,31	0,21	2,1
ИСО 5008:2002	неровная колея Агрофон	1,0	Л	4,82	0,74	0,52	0,37	0,26	4,65
				5,19	1,64	0,83	0,46	0,19	5,52
			П	4,57	0,63	0,44	0,31	0,22	4,6
		4,78		1,41	0,74	0,37	0,11	5,05	
		1,39	Л	4,74	1,13	0,79	0,56	0,40	4,98
				4,93	2,16	1,11	0,61	0,29	5,52
	П		4,54	0,74	0,52	0,37	0,26	4,65	
		4,7	1,43	1,08	0,52	0,21	5,05		
	ровная колея Дорога	1,0	Л	1,77	0,24	0,17	0,12	0,08	1,8
				2,04	0,28	0,24	0,11	0,03	2,07
			П	2,41	0,35	0,25	0,18	0,12	2,46
		2,64		0,27	0,24	0,1	0,02	2,67	
3,33		Л	1,69	0,45	0,31	0,22	0,15	1,8	
			1,91	0,63	0,40	0,23	0,23	2,07	
	П	2,29	0,63	0,45	0,32	0,23	2,45		
2,55		0,57	0,39	0,26	0,22	2,67			

Сравнение расчетных оценок СКЗ ординат искусственных треков $V = 1,0$ м/с и СКЗ воздействий от треков по перемещению при $V > 1$ м/с в ОДЧ (таблица 2) показывает следующее:

- метод получения анализируемых параметров с использованием предварительной аппроксимации по формулам (1)-(3) и метода прямого получения этих параметров после вычисления оценки спектральной плотности БПФ и ее интегрирования дают близкие оценки СКЗ по всем диапазонам частот только для обоих фонов ГОСТ и в меньшей степени дороги (ровной колеи) СТ ИСО. Худшая сходимость (отличие до 2,3 раза) у СКЗ агрофона и его воздействий СТ ИСО в диапазонах 0,7-1,4, 1,4-2,8, 2,8-5,6 Гц. Это указывает на необходимость использования машинных оценок спектров воздействий как более корректных;
- СКЗ ординат воздействий от трека агрофона ГОСТ при $V = 2,22$ м/с в главных по воздействию на человека четырех ОДЧ с СГЧ 2, 4, 8 Гц достаточно близки к аналогичным параметрами агрофона СТ ИСО при $V = 1$ м/с. Однако при таком сравнении в ОДЧ с СГЧ 1 Гц разница СКЗ машинных значений доходит до 2,2 раз;
- весьма мало отличаются (до 1,27 раза) СКЗ воздействий от неровностей эталонного трека грунтовой дороги ГОСТ ($V = 4,17$ м/с; 15 км/ч) и дороги (ровная колея) СТ ИСО ($V = 3,33$ м/с; 12 км/ч). Учитывая допуск нашего стандарта на скорость движения машины при испытаниях ± 2 км/ч можно заключить, что при таком сравнении эти два стандартных режима будут наиболее близки друг к другу.

Таким образом, анализ таблицы 2 показывает, что искусственные треки ГОСТ и СТ ИСО являются по уровню СКЗ ординат профилей в первых четырех ОДЧ во многих случаях несравнимыми между собой. В то же время видно, что если рассматривать одну какую-либо колею искусственного трека СТ ИСО или ГОСТ, то можно подобрать скорость движения машины, при которой СКЗ ординат воздействий по перемещению в ОДЧ, полученные по машинным спектрам, практически совпадут или будут близки параметрам другой колеи и другого фона этих же стандартов.

Из расчетов (таблица 2) видно происхождение СКЗ высот неровностей «типовых микропрофилей» ГОСТ 12.2.002-91 [4], по которым должны нормироваться виброускорения в

ОДЧ на сиденье оператора при испытаниях тракторов и др. машин на естественных фонах в типичных условиях эксплуатации, допускаемым в стандарте. Эти параметры совпадают точно или практически (до 4%) с аналогичными значениями возбуждений для эталонных фонов этого же стандарта (агрофона при $V=2,22$ м/с и грунтовой дороги при $V=4,17$ м/с), вычисленными по аппроксимационным выражениям (1) – (3). В то же время становится очевидным, что в стандарте была допущена принципиальная методологическая ошибка, поскольку он предписывал проводить указанную нормировку СКЗ ускорений, полученных при испытаниях, используя СКЗ ординат замеренного реального профиля в ОДЧ без учета скорости испытываемой машины, т.е. без преобразования его в воздействие.

Полученные результаты исследований (рисунок 1, таблица 2) позволили определить качественную и количественную характеристики возбуждений от треков и могут служить базой при формировании функции спектральной плотности входа на динамическую систему "местность-машина" при спектральном методе оценки ее вибронагруженности на стадии проектирования. Однако в сравнении с оцениваемыми стандартами [1, 4] параметрами (уровнями СКЗ виброускорений на сиденье оператора и руле) такие функции имеют другую размерность – перемещение. Поэтому для натуральных испытаний и теоретических исследований по оценке вибрационных характеристик мобильных машин предлагается использовать спектральную плотность возбуждений по ускорению от профиля пути, а также ее СКЗ в ОДЧ. Физическая сущность такого подхода хорошо интерпретируется картиной равномерного движения твердого тела без отрыва по профилю. При равенстве квадрата модуля частотной характеристикой тела единице на выходе этой динамической системы мы будем получать собственно спектральную плотность возбуждения по ускорению от профиля пути.

На рисунке 2 представлены рассчитанные по массивам ординат нормированные спектральные плотности воздействий по ускорениям от изучаемых эталонных треков с регламентированными стандартами скоростями движения машины. Расчёты спектров и их нормирование проведены в первых 4-х ОДЧ (до 11,2 Гц).

Из графиков видно, что спектры воздействий по ускорению от эталонных фонов ГОСТ ($V=2,22$ м/с - агрофон, $V=4,17$ м/с - дорога) и СТ ИСО ($V=3,33$ м/с - дорога) имеют монотонный практически линейный рост. Если нанести эти кривые на один график, то они будут весьма близки друг к другу. Это говорит о том, что эти возбуждения в качественном отношении к динамической системе машины практически одинаковы.

Иная картина у спектров воздействий от колеи от агрофона СТ ИСО при $V=1,39$ м/с. В ОДЧ с СГЧ 2, 4 и 8 Гц (1,4-11,2 Гц) они имеют приблизительно постоянный (ступенчато) характер, т.е. их можно классифицировать как «белый шум по ускорению». Здесь нужно заметить, что их уровень в диапазоне частот 1-8 Гц существенно превышает значения параметров воздействий от других треков.

Для получения численных оценок уровня возбуждения на динамическую систему машины, движущейся по искусственным эталонным трекам с различной скоростью, было проведено интегрирование нормированных спектров воздействий (рисунок 2) в ОДЧ с последующим вычислением СКЗ воздействий по ускорению (таблица 3).

Расчётные данные подтверждают качественную картину, полученную для воздействий от эталонных фонов с помощью спектрального анализа. Так, из таблица 1 видно, что уровень воздействий по ускорению от профилей левой, правой колеи и их среднего значения ровной колеи (дороги) СТ ИСО при скорости машины $V=3,33$ м/с (12 км/ч) весьма близки (отличие до 1,2-1,3 раза) к СКЗ воздействий по ускорению от искусственного трека, имитирующего грунтовую дорогу ГОСТ при регламентируемых скоростях $V=3,61$ м/с (13 км/ч) и $V=4,17$ м/с (15 км/ч). Причём это наблюдается как для ОДЧ, так и в суммарном диапазоне 0-11,2 Гц. Несколько большие числовые различия по оценкам СКЗ по отношению к указанным выше у воздействий по ускорениям от агрофона ГОСТ при $V=2,22$ м/с (8 км/ч). Наибольшая разница видна в 3-ем ОДЧ (2,8-5,6 Гц), где она достигает 1,45 раза.

Применение предложенного метода спектрального анализа возбуждений по ускорению позволило выявить для треков теоретически возможный уровень виброускорений возбужде-

ний в каждом ОДЧ, т.е. определить вибрационную характеристику трека по аналогии с характеристикой для испытываемой машины по новому стандарту [2]. При этом легко поддаются сравнению (таблица 3) данные по воздействию по разным колеям треков ИСО (отличие до 50%), изменению скорости при испытаниях машины хотя бы на 1 км/ч по отношению заданной кодом испытаний (до 19% – см. агрофон $V=2,22$ и $2,5$ м/с).

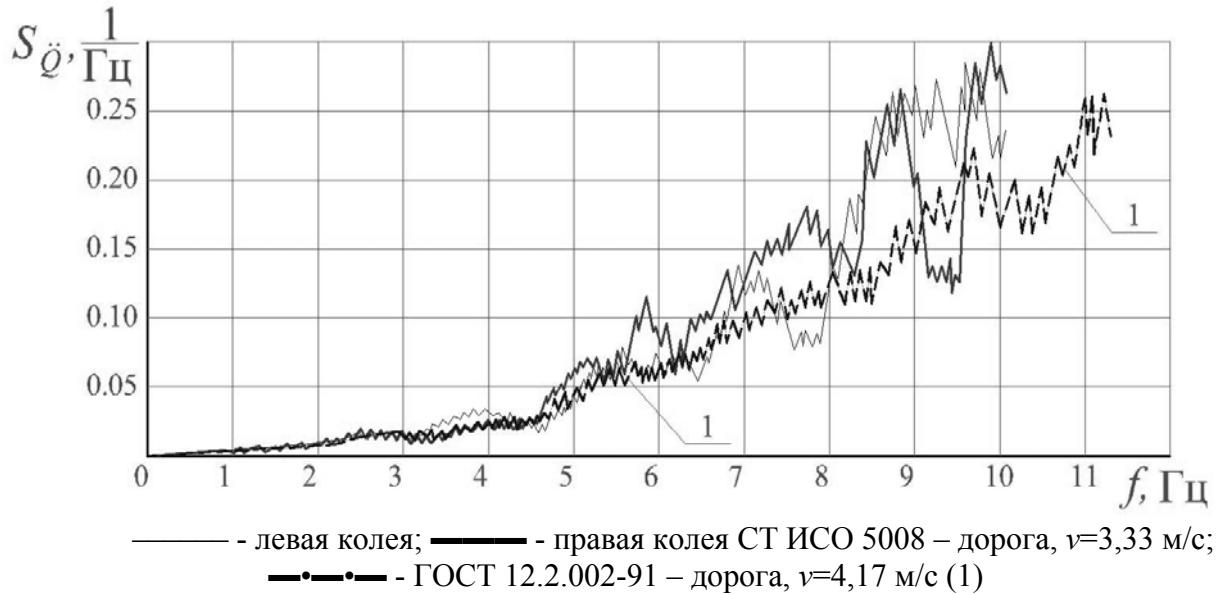


Рисунок 2 - Нормированные спектральные плотности воздействий по ускорениям от эталонных треков

Таблица 3

СКЗ воздействий по ускорению от профилей эталонных треков, m/s^2

Стандарт	Трек	Скорость м/с	Колея	Диапазоны частот, Гц					
				0-0,7	0,7-1,4	1,4-2,8	2,8-5,6	5,6-11,2	0-11,2
ГОСТ 12.2.019-91						1,15	0,8	0,6	1,52
ИСО 2631:1979					1,1	0,79	0,57	0,6	1,59
ГОСТ 12.2.002-91	Агрофон	1,0	Колеи совп.	0,13	0,3	0,73	1,2	0,29	1,47
		2,22		0,16	0,41	1,09	2,87	5,92	6,69
		2,5		0,16	0,44	1,14	3,07	7,04	7,78
		2,78		0,15	0,45	1,19	3,24	7,9	8,63

Раздел 1. Наземные транспортные средства, энергетические установки и двигатели.

	Грунтовая дорога	1,0		0,08	0,16	0,4	0,44	0,2	0,65
		3,61		0,18	0,33	0,85	1,94	5,41	5,82
		4,17		0,21	0,36	0,92	2,09	5,87	6,31
		4,72		0,22	0,4	0,98	2,21	6,36	6,81
ИСО 5008:2002	Неровная колея (агрофон)	1,0	Л	0,4	0,77	1,46	2,74	5,20	6,11
			П	0,31	0,69	1,2	2,21	2,33	3,51
			Сред	0,35	0,73	1,33	2,47	3,77	4,81
		1,39	Л	0,41	1,08	1,92	4,07	6,62	8,07
			П	0,28	0,91	1,66	3,32	4,5	5,9
			Сред	0,35	0,99	1,79	3,69	5,56	6,98
	Ровная колея (дорога)	1,0	Л	0,08	0,16	0,5	0,43	0,83	1,07
			П	0,07	0,17	0,47	0,38	0,7	0,93
			Сред	0,08	0,16	0,48	0,41	0,76	1
		3,33	Л	0,16	0,29	0,76	1,91	6,19	6,53
			П	0,16	0,31	0,65	2,06	5,78	6,18
			Сред	0,16	0,3	0,71	1,98	5,98	6,35

Сопоставление полученных оценок возбуждений по ускорению (таблица 3) с нормативами допускаемых вертикальных ускорений на сиденье оператора для колесных тракторов показывает, что они для ОДЧ 0,7-1,4 Гц и 1,4-2,8 Гц меньше или практически им равны. Т.е. если трактор был бы твердым телом, то нормативы по вибрации во 2-ом ОДЧ выполнялись. На практике же снижение вибрации в именно этом ОДЧ (наряду с 3-им) является наиболее трудной задачей при использовании в системе виброзащиты только шин (основной источник большой вибрации в этих ОДЧ) и подвески сиденья.

Таким образом, спектральный анализ и примененные методы представления функций возбуждения динамической системы машины от искусственных треков позволили сформировать их вибрационные характеристики, которые можно использовать при математическом моделировании вибрации мобильных машин.

Полученная картина оценок параметров возбуждений по ускорениям от треков говорит о практической идентичности в качественном и количественном отношении (по вертикальной вибрации) треков ГОСТ 12.2.002-91 и трека ровной колеи (дороги) СТ ИСО 5008. Поэтому выбор одного из этих треков для формирования функции цели при оптимизации системы виброзащиты машины в смысле представительности является для проектировщика более предпочтительным, так как существенно уменьшает объем расчетов. Оценка конечных результатов натурального и расчетных экспериментов по ГОСТ [1, 2] благодаря предложенной методике получения вибрационных характеристик может быть легко пересчитана для любого трека, включая трек неровной колеи (агрофона) СТ ИСО.

Литература

1. ГОСТ 31191.1-2004 (ИСО 2631-1:1997). Вибрация и удар. Измерение общей вибрации и оценка ее воздействия на человека. Часть 1. Общие требования. М., Изд. стандартов, 2008.
2. ГОСТ 31323-2006 (ИСО 5008:2002). Вибрация. Определение параметров вибрационной характеристики самоходных машин. Тракторы сельскохозяйственные колесные и машины для полевых работ. М., Изд. стандартов, 2008.
3. ГОСТ 12.2.019-86. Тракторы и машины самоходные сельскохозяйственные. Общие требования безопасности. М.: Изд-во стандартов, 2005.
4. ГОСТ 12.2.002-91. Техника сельскохозяйственная. Методы оценки безопасности. М.: Изд-во стандартов, 1991.
5. Арутюнян В.С. Обоснование параметров и разработка конструкции типового трека для испытания колесных сельскохозяйственных тракторов по оценке вибрации. Диссертация на соискание ученой степени к-та техн. наук. Ереван, 1983, 212 с.
6. Подрубалов В.К. Анализ статистических оценок кинематических воздействий от типичных с.-х. профилей пути. / В.К. Подрубалов, А.Н. Никитенко // Тракторы и сельхозмашины.-1984.-№ 8. с. 14-16.

Анализ характеристик теплового двигателя внешнего сгорания методом компьютерного моделирования

к.т.н. доц. Потапов С.И., к.т.н. доц. Никишкин С.И., к.т.н. проф. Пискарев М.Ю.
Ковровская государственная технологическая академия им. В.А. Дегтярева
auto@dksta.ru 8(49232)32062

Аннотация. Разработана математическая модель, которая использована при построении компьютерной модели теплового двигателя внешнего сгорания. На основе компьютерного моделирования установлены основные закономерности функционирования теплового двигателя, выполнен анализ влияния изменения параметров на его характеристики и разработан вариант конструкции двигателя.

Ключевые слова: тепловой двигатель внешнего сгорания, математическое моделирование, компьютерное моделирование

Тепловые двигатели внешнего сгорания являются альтернативным вариантом двигателей внутреннего сгорания (ДВС). К настоящему времени предложено большое разнообразие конструкций двигателей внешнего сгорания, в [1] их предложено обозначать общим термином – двигатели Стирлинга (ДС). ДС широко применяются в различных стационарных объектах, в космосе, на подводных лодках. Они также используются в выпускных трактах тепловых станций и мощных ДВС с целью утилизации тепловой энергии. В последние годы ДС получили применение в автомобилях. Это обусловлено рядом преимуществ этих двигателей: возможность работы от любого внешнего источника тепловой энергии, закрытый рабочий цикл, экологичность, бесшумность и большой ресурс работы

Объектом анализа данной работы является одна из перспективных схем двигателя: роторно-поршневой двигатель Стирлинга (РПДС) с полым цилиндрическим поршнем (рисунок 1). В роторных двигателях отсутствует механизм преобразования поступательного движения поршня во вращательное движение выходного вала, что упрощает конструкцию и снижает потери энергии в нем.

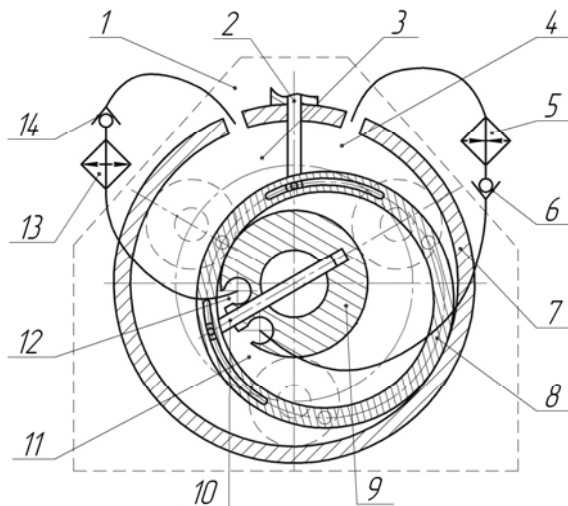


Рисунок 1 – Схема РПДС

РПДС включает объемную роторную машину 1, соединенную с нагревателем 5 и холодильником 13, перед которыми установлены обратные клапаны 6 и 14. Вращающийся цилиндрический поршень 8 совместно с шиберами 2 и 10, движущимися в радиальных направлениях, делит пространство между корпусом 7 и статором 9 на четыре полости переменного объема, в которых происходят процессы, образующие рабочий цикл.

Используя рисунок 1, а также рисунок 2, на котором показаны основные фазы работы РПДС, рассмотрим принцип его действия. Газ с высоким давлением и температурой поступает из нагревателя 5 в рабочую полость 4 (НР), где, расширяясь, совершает работу. Затем этот газ передается в полость 3 (НС) посредством «переключения» полостей, происходящего на участке между фазами 8 и 1. Совершенная работа тратится на вытеснение газа из полости

3 (НС) через холодильник 13 в полость 12 (ВР), а также на сжатие газа в полости 11 (ВС). Оставшаяся работа является полезной и тратится на преодоление нагрузки на выходном валу (он соосен со статором 9), который соединен через шестерни с тремя опорами поршня 8 (показаны пунктиром). «Переключение» внутренних полостей 11 и 12 происходит аналогично, но между фазами 1 и 2 (то есть со сдвигом по фазе по отношению к наружным полостям).

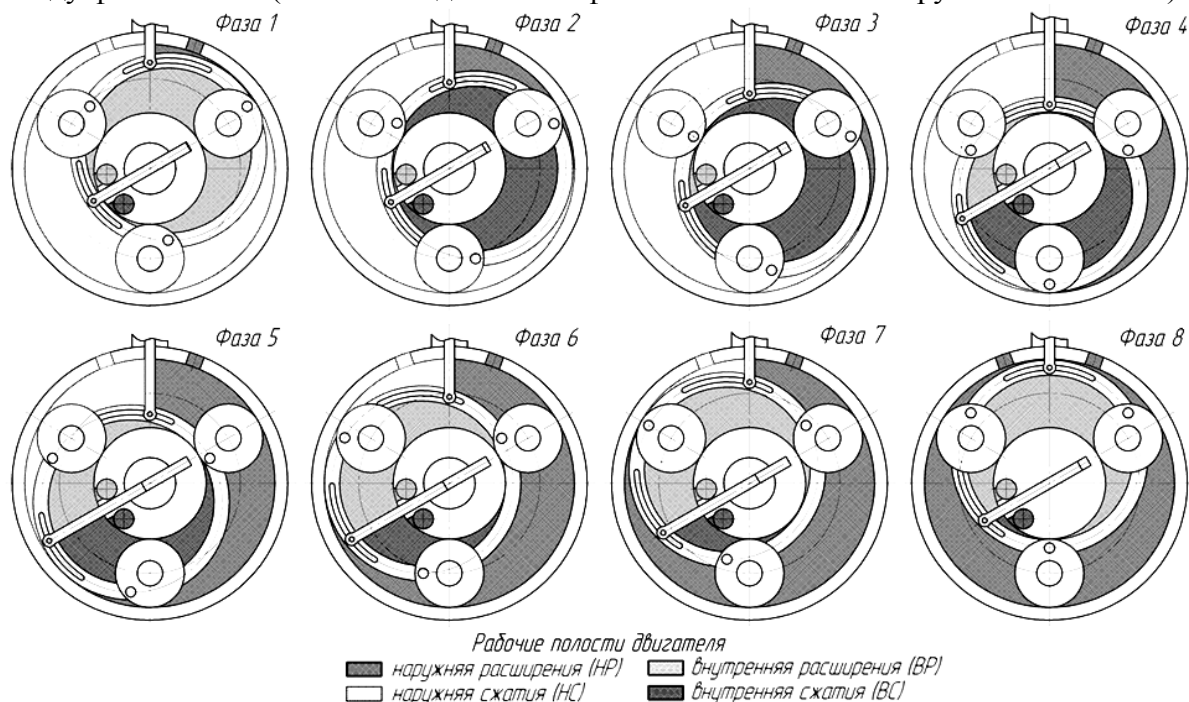


Рисунок 2 – Основные фазы работы РПДС

Анализ принципа действия показывает, что РПДС является сложной технической системой с переменной структурой (переключения полостей, срабатывания клапанов), в которой одновременно протекают взаимосвязанные процессы различной физической природы: механические, тепловые и термогазодинамические. Классические алгебраические методы анализа его характеристик тут не приемлемы, в этом случае в [1, 2] рекомендуется метод непосредственного моделирования рабочих процессов на ЭВМ.

В настоящее время этот метод получил название компьютерного моделирования (КМ), он является «третьей» методологией получения новой информации об объекте анализа, наряду с теорией и практикой [3 - 5]. КМ включает следующие основные этапы: разработка математического, информационного и программного обеспечения; вычислительные эксперименты с целью исследования сущности физических процессов в объекте и определения его рациональных (оптимальных) параметров; проектирование, конструирование и испытания объекта. По результатам испытаний возможно повторение цикла работ, начиная с любого этапа. В соответствии с этой методологией и выполнялись исследования, результаты которых изложены в данной работе.

Разработка математического описания для компьютерного моделирования функционирования двигателя также велась поэтапно. На начальном этапе была разработана классическая математическая модель (ММ), в которой газ предполагался идеальным (см., например, [6]), а теплообмен в нагревателе и холодильнике учитывался в форме вынужденной конвекции (см. [7], С. 98-102). Однако практическая проверка этой модели показала, что решение задачи не всегда устойчиво при малых объемах полостей (а они при переключении полостей близки к нулю). Это обусловлено соизмеримостью массы газа в полости малого объема и массы газа, вытекающей из полости за шаг интегрирования.

Поэтому на втором этапе был разработан упрощенный вариант ММ, который дал хорошее совпадение с классической ММ, но решение было устойчивым и требовало меньших затрат машинного времени. Основное допущение упрощенной ММ заключается в том, что процесс коммутации полостей (объединение или разделение) предполагается происходящим

мгновенно, причем параметры газа в них сразу выравниваются. Это позволяет рассматривать процессы сжатия-расширения газа при его постоянной массе, а при коммутации учитывать изменения объема, массы и энергии в полостях. Таким образом, в упрощенной ММ удалось заменить дифференциальные уравнения законов сохранения массы и энергии в классической ММ типа [6] на более простые термодинамические уравнения, дополняемые учетом влияния теплообмена.

Оба варианта ММ достаточно полно описаны в [8]. Мы ограничимся кратким описанием упрощенной ММ, которая включает подмодели механической, термодинамической и тепловой подсистем.

ММ механической подсистемы базируется на положениях теоретической механики, а также зависимостей для расчета основных характеристик двигателей [9]. Соответствующая расчетная схема показана на рисунке 3.

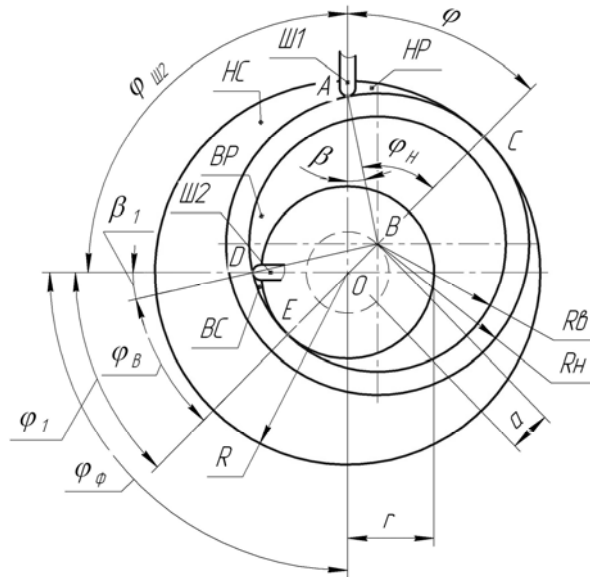


Рисунок 3 – Расчетная схема РПДС

На ее основе получены следующие зависимости.

Относительные объемы наружных полостей расширения и сжатия:

$$\bar{V}_{HP}(\varphi) = \frac{1}{2\pi} \cdot \left(\varphi - \frac{2 \cdot \bar{a} \cdot \bar{R}_H \cdot \sin \varphi}{1 - \bar{R}_H^2} - \frac{0,5 \cdot \bar{a}^2 \cdot \sin 2\varphi}{1 - \bar{R}_H^2} + \frac{0,5 \cdot \bar{a}^2 \cdot \bar{a}_H \cdot \sin^3 \varphi}{1 - \bar{R}_H^2} \right), \quad \bar{V}_{HC} = 1 - \bar{V}_{HP}, \quad (1)$$

где:

$$\bar{V}_{HP}(\varphi) = V_{HP}(\varphi) / V_{HPM}, \quad \bar{V}_{HPM} = \pi \cdot R^2 \cdot H \cdot \left[1 - (R_H / R)^2 \right]. \quad (2)$$

Относительные объемы внутренних полостей расширения и сжатия:

$$\bar{V}_{BP}(\varphi_1) = \frac{1}{2\pi} \cdot \left(\varphi_1 - \frac{2 \cdot \bar{a}_B \cdot \sin \varphi_1}{1 - \bar{r}_B^2} + \frac{0,5 \cdot \bar{a}_B^2 \cdot \sin 2\varphi_1}{1 - \bar{r}_B^2} + \frac{0,5 \cdot \bar{a}_B^3 \cdot \sin^3 \varphi_1}{1 - \bar{r}_B^2} \right), \quad \bar{V}_{BC} = 1 - \bar{V}_{BP}, \quad (3)$$

где:

$$\bar{V}_{BP}(\varphi) = V_{BP}(\varphi) / V_{BPM}, \quad \bar{V}_{BPM} = \pi \cdot R_B^2 \cdot H \cdot \left[1 - (r / R_B)^2 \right], \quad (4)$$

$$\varphi_1 = \varphi + \pi - \varphi_{12}, \quad \bar{a}_B = a / R_B, \quad \bar{r}_B = r / R_B, \quad \bar{a} = a / R, \quad \bar{a}_H = a / R_H, \quad \bar{R}_H = R_H / R. \quad (5)$$

Моменты от сил давления, работа цикла, мощность и КПД:

$$M_H = F_H \cdot L_F = a \cdot R_H \cdot H \cdot \Delta p_H \cdot (1 - \cos \varphi_H), \quad \varphi_H = \varphi + \bar{a}_H \cdot \sin \varphi; \quad (6)$$

$$M_B = F_B \cdot L_F = a \cdot R_B \cdot H \cdot \Delta p_B \cdot (1 - \cos \varphi_B), \quad \varphi_B = \varphi + \bar{a}_B \cdot \sin \varphi; \quad (7)$$

$$A_{ц} = \int_0^{2\pi} M_{\Sigma} \cdot d\varphi = \int_0^{2\pi} (M_H - M_B) \cdot d\varphi, \quad A_{CP} = A_{ц} / 2\pi, \quad N = A_{CP} / t_{ц}, \quad (8)$$

$$\eta_t = (T_T - T_X) / T_T, \quad \eta_{\text{ц}} = (Q_{\text{то}} - Q_{\text{хо}}) / Q_{\text{то}}, \quad \eta_{\text{ц}} = A / Q_{\text{то}}. \quad (9)$$

В формулах предусмотрен расчет КПД цикла $\eta_{\text{ц}}$ по количеству тепла и по работе цикла для проверки достоверности математического описания.

ММ термодинамической и тепловой подсистемы показана на рисунке 4 в форме двух универсальных расчетных блоков с вербальным описанием алгоритмов выполнения основных расчетных процедур применительно к одной из рабочих полостей РПДС

Блок 1

Расчет процесса сжатия-расширения газа в полости при $m = \text{const}$ с учетом теплообмена

1. Определяем новое значение угла поворота поршня $\varphi_{\text{к}} = \varphi_{\text{н}} + \Delta\varphi$.
2. Определяем объем полости $V_{\text{к}}$ и отношение объемов $\varepsilon = V_{\text{к}} / V_{\text{н}}$.
3. Определяем конечные параметры газа в полости через время Δt
 $p_{\text{к}} = p_{\text{н}} \cdot \varepsilon^k, \quad T_{\text{к}} = T_{\text{н}} \cdot \varepsilon^{k-1}, \quad U_{\text{к}} = (mRT_{\text{к}}) / (k-1)$.
4. Корректируем конечные параметры за счет учета теплообмена
 $T_{\text{ср}} = 0,5 \cdot (T_{\text{н}} + T_{\text{к}}), \quad q_{\text{то}} = K_{\text{то}} \cdot F_{\text{то}} \cdot (T_{\text{то}} - T_{\text{ср}}), \quad K_{\text{то}} = 0,021 \cdot \text{Re}^{0,8},$
 $U_{\text{кк}} = U_{\text{к}} + q_{\text{то}} \cdot \Delta t, \quad T_{\text{кк}} = [U_{\text{кк}}(k-1)] / (mR), \quad p_{\text{кк}} = (mRT_{\text{кк}}) / V_{\text{к}}.$
5. Используем скорректированные значения параметров в качестве начальных для следующего шага интегрирования (переход к п.1).

Блок 2

Расчет процесса объединения и разделения полостей

1. Определяем массы и энергии газа в анализируемых полостях 1 и 2.
 $m_{1(2)} = (p_{1(2)} V_{1(2)}) / (RT_{1(2)}), \quad U_{1(2)} = (m_{1(2)} RT_{1(2)}) / (k-1)$.
2. Определяем результирующие объемы, массы и энергии газа
 $V_{\Sigma} = V_1 \pm V_2, \quad m_{\Sigma} = m_1 \pm m_2, \quad U_{\Sigma} = U_1 \pm U_2$.
3. Определяем температуру и давление в анализируемой полости
 $T_{\Sigma} = [U_{\Sigma}(k-1)] / (m_{\Sigma} R), \quad p_{\Sigma} = (m_{\Sigma} RT_{\Sigma}) / V_{\Sigma}$.
4. Используем рассчитанные значения параметров в качестве начальных для следующего шага интегрирования.

Рисунок 4 – Алгоритмические модели процессов в полостях РПДС

В блоке 1 первом шаге определяется текущее значение угла поворота поршня. На шаге 2, с использованием зависимостей (1) – (5), рассчитывается текущий объем конкретной полости и вычисляется отношение объемов ε за шаг интегрирования $\Delta\varphi$. На шаге 3 используются зависимости для расчета адиабатического изменения состояния газа. Полученные значения давления и температуры корректируются на шаге 4 за счет учета влияния теплового потока $q_{\text{то}}$ на внутреннюю энергию газа. Формула Михеева М.А. [7] для расчета коэффициента теплоотдачи $K_{\text{то}}$ приведена на рисунке 4 в упрощенном виде. Перед реализацией шага 5 в программе организован внутренний итерационный цикл по согласованию скорректированных термодинамических параметров с потоком тепловой энергии $q_{\text{то}}$, который зависит от разности температур между теплообменником $T_{\text{то}}$ и средним значением температуры в полости $T_{\text{ср}}$ на данном шаге интегрирования.

Блок 2 базируется на законах сохранения массы и энергии при коммутации полостей, которые замыкаются термическим и калорическим уравнением состояния идеального газа. В дополнительных комментариях он не нуждается.

Математическое обеспечение включает как ММ, так и алгоритм для решения системы уравнений, образующих ММ. В основе компьютерной программы лежит алгоритм, представленный на рисунке 5. Он предполагает *последовательное* численное интегрирование уравнений для каждой из полостей (хотя процессы в полостях происходят *одновременно*), начиная с полости сжатия ВС (см. рисунки 1 и 2). В результате выполнения блоков 4 – 6 определяются «новые» параметры газа в полости сжатия ВС. Если они не совпадают с начальным приближением, то выполняется их корректировка в блоке 10, а потом цикл повторяется, начиная с блока 4. Это так называемый «метод установления» по терминологии, применяемой в вычислительной математике. После завершения итераций рассчитываются характеристики двигателя по формулам (6) – (9).

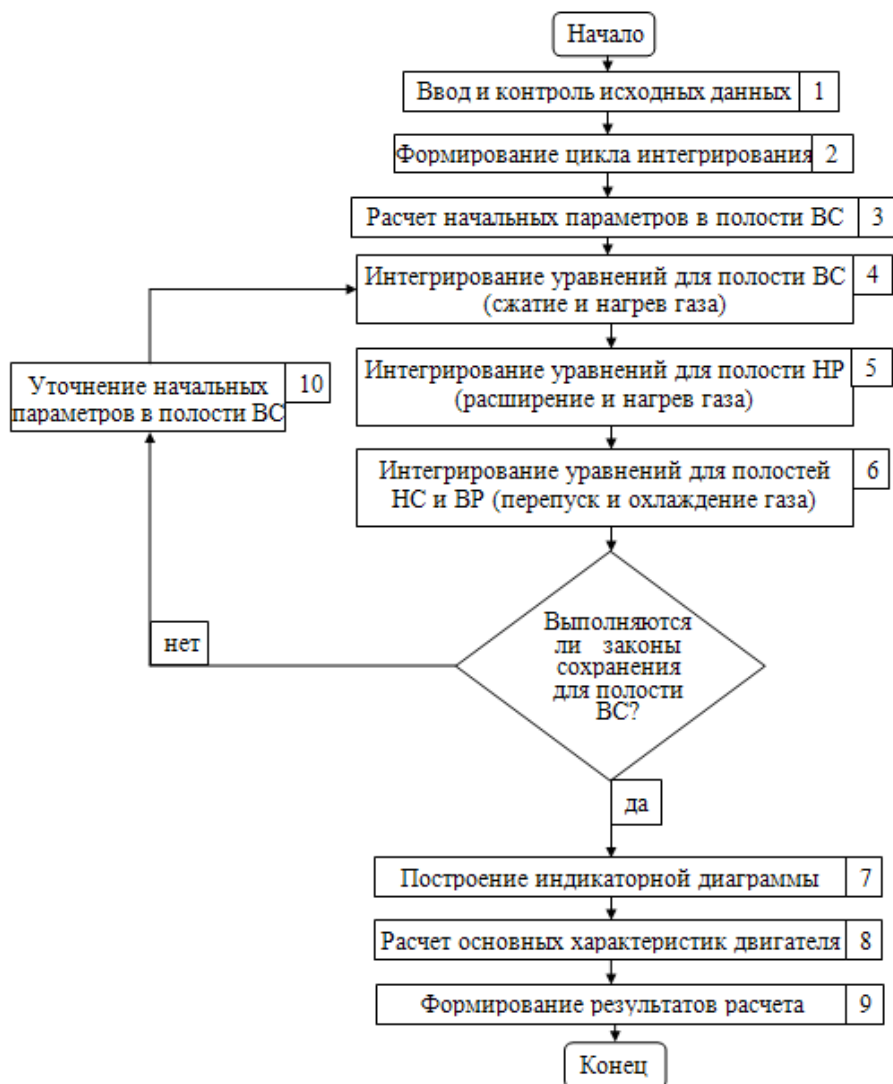


Рисунок 5 – Блок-схема алгоритма расчета РПДС

На основе изложенного математического обеспечения в среде МАТЛАБ разработана программа «Анализ РПДС», которая принята в фонд алгоритмов и программ РФ [10]. На рисунке 6 показано ее главное меню и фрагменты информационного обеспечения. В этой программе имеется возможность сохранять результаты в архиве проектов, редактировать их и использовать для формирования новых проектов. Можно использовать в расчетах около 10 рабочих тел (база данных газов может расширяться). По желанию пользователя могут быть выданы таблицы Excel с подробными результатами и до 7 графиков.

На рисунке 7 показаны типовые графики, которые используются в процессе анализа. На них показаны изменения определенного параметра для каждой из рабочих полостей. Графики масс газа в полостях носят контрольный характер, они используются не всегда.

В процессе анализа на ЭВМ сущности физических процессов в РПДС была выявлена возможность более рационального использования энергии, которая поступает в двигатель от теплообменника ТО. Замечено, что температура и давление газа в рабочей полости НР при увеличении ее объема уменьшаются довольно резко. Поэтому рационально на конечном этапе расширения газа в ней прекратить доступ тепловой энергии из ТО, переключив ТО на полость ВС, в которой происходит одновременное сжатие газа для следующего цикла работы. Это позволит накопить больше энергии для нового цикла, а более низкая температура газа в полости НР в конце цикла улучшит условия работы холодильника. Такой переключатель реализован в доработанной конструкции двигателя, что позволило улучшить характеристики РПДС.

Момент переключения ТО с полости НР на полость ВС регулируем. В примере пере-

ключение ТО происходит при 210° , что хорошо видно на графиках: объем ТО «переходит» от НР к ВС, то же происходит с массой газа. Это заметно и на графиках температур. Пользователь может визуализировать значения параметров в любых точках (см. рисунок 7).

Главное меню

Исходные данные

Параметры РДС

Используемый газ: Воздух

Длина корпуса (м): 0.08

Радиус корпуса (м): 0.065

Наруж. радиус поршня (м): 0.0515

Внутр. радиус поршня (м): 0.0435

Радиус статора (м): 0.030

Эксцентриситет (м): 0.0195

Угол сдвига фаз полостей (град): 30

Скорость вращения РДС (об/мин): 1500

Нач. давление ВС (МПа): 0.311891

Нач. температура ВС (К): 337.167

Сечение клапана (10^{-4} м^2): 0.785

Базовые значения параметров

Объем (см^3): 395.2752

Давление (МПа): 1

Параметры ТО

Температура (К): 1000

Объем (см^3): 50

Площадь поверхности (м^2): 0.0385

Коэффициент ТО ($\text{Дж}/\text{с}^\circ\text{К} \cdot \text{м}^2$): 520.875

Угол переключения (град): 195

Давление переключения (МПа): 0.607063

Температура переключения (К): 596.308

Параметры ХО

Температура (К): 320

Объем (см^3): 170

Площадь поверхности (м^2): 0.124

Коэффициент ХО ($\text{Дж}/\text{с}^\circ\text{К} \cdot \text{м}^2$): 469.844

Нач. давление (МПа): 0.311887

Нач. температура (К): 337.16

Параметры интегрирования

Шаг угла (град): 1.0

Шаг времени (с): 0.00011111

Результаты расчета

Работа за цикл (Дж): 68.5632

Средний момент за цикл: 10.9122

Мощность двигателя (Вт): 1714.0793

Тепло, полученное от ТО (Дж): 193.0908

Тепло, отданное ХО (Дж): -127.8058

Тепло, полученное ВС (Дж): 93.6598

Тепло, полученное НР (Дж): 99.431

Тр. холодного газа (К): 378.8879

Тр. горячего газа (К): 791.3521

Термической КПД: 0.52121

КПД по тепл. потокам: 0.33811

Макс. момент ($\text{Н} \cdot \text{м}$): 152.4597

КПД по А цикла: 0.35508

Скорость газа ($\text{м}/\text{с}$): 16.5041

База данных по газам (фрагмент)

Газ	K	R	Mr	Теплопроводность, $\Lambda \cdot 10^{-3}$	Вязкость, $\eta \cdot 10^{-6}$	ρ_0	ρ_1
1							
2	Азот	1.4	296.9	28	26.2	18.6	0.7
3	Воздух	1.4	287.1	28.96	26.2	18.6	0.7
4	Гелий	1.667	2077	4.003	156	20.2	0.7
5	Ксенон	1.667	63.32	131.3	5.88	23.5	0.86
6	Метан	1.25	518.265	16.042	33.2	13.33	1.4
7	Неон	1.667	411.93	20.183	49.08	31.75	0.67
8	Аргон	1.667	288.12	39.948	18.09	22.75	0.75
9	N2+Ne	1.5335	354.265	24.09	37.5	25.18	0.685
10	N2+Ar	1.5335	244.53	34	22.15	20.675	0.725
11	Водород	1.37	4157	2	183	8.96	0.75
12	CO2	1.25	188.91	44.011	25	26.38	0.75

Архив проектов (фрагмент)

- Var-6(малый шаг_много итераций)
- Var .7(баз_p=0.37 от 16-12-09)
- Var.1 (2009-12-09 утром)
- Var.2 (2009-12-09 вечером)
- Var.3 (09-12-09 22.44_Баз L=0.08)
- Var.8 (баз_копия 16-12-09)
- Var.8(базов_17-12-09)
- VarN(2009-12-30 optim-3)
- VarN(2009-12-30 optim)
- VarN(2009-12-30 гелий)
- VarN+1(2009-12-30 N2+Ar)
- VarN+1(2009-12-30 воздух)
- VarX+1 (2009-12-30 опти)
- мой проект

Расчет успешно завершен.

Рисунок 6 – Интерфейс программы «Анализ РДС»

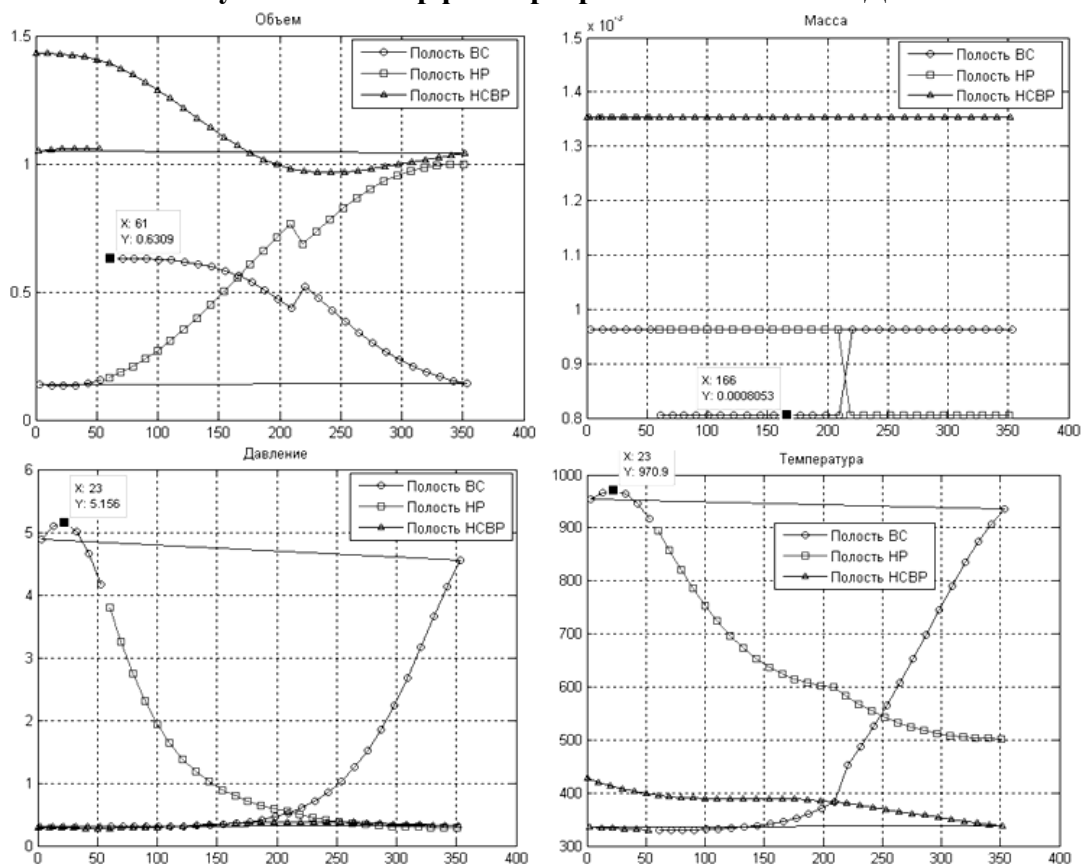


Рисунок 7 – Графики изменения параметров в полостях РДС

На рисунке 8 показаны результаты многовариантного компьютерного анализа влияния

конструктивных и эксплуатационных параметров двигателя на его основные характеристики: мощность N , вращающий момент M и коэффициент полезного действия η .

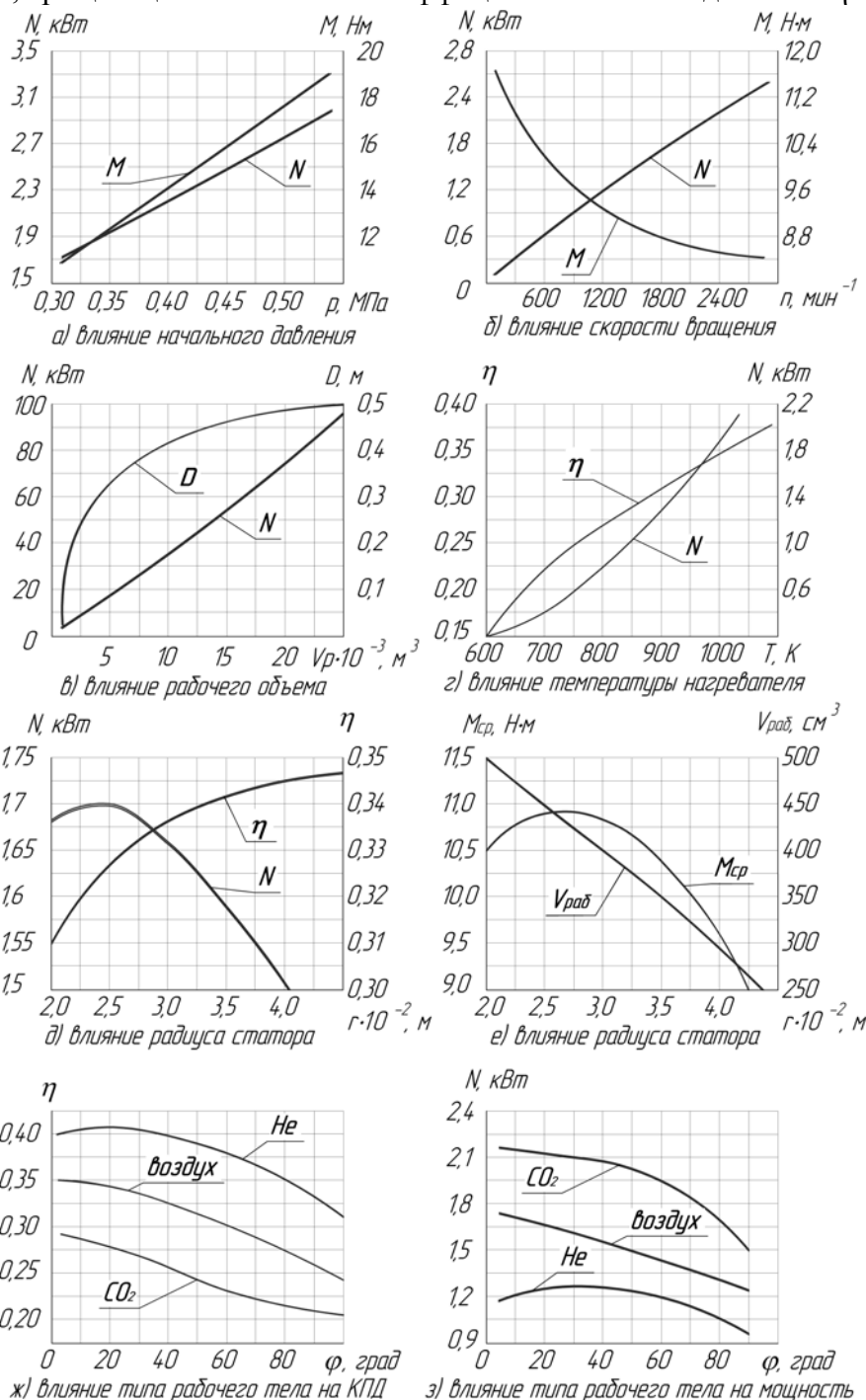


Рисунок 8 – Результаты компьютерного анализа

Из рисунка 8 следует, что мощность можно регулировать изменением начального давления в полости ВС (рисунок 8а) и угла фазового сдвига ϕ (рисунок 8з), двигатель работоспособен при различных температурах нагревателя (рисунок 8г). Исследование влияния геометрических размеров РПДС показало, что имеется возможность их оптимизации (рисунок 8д и 8е), что реализовано в конструкции. Вариации типа рабочего тела показали, что его влияние на характеристики РПДС является противоречивым: КПД выше для одноатомных газов, а мощность – для многоатомных. Это объясняется различием их показателя адиабаты. Перспективно использование смесей газов. Результаты исследований хорошо согласуются с экспериментальными данными, приведенными в работах [1, 2].

По результатам компьютерного моделирования разработан вариант конструкции РПДС (рисунок 9), по чертежам которой изготовлен его опытный образец.

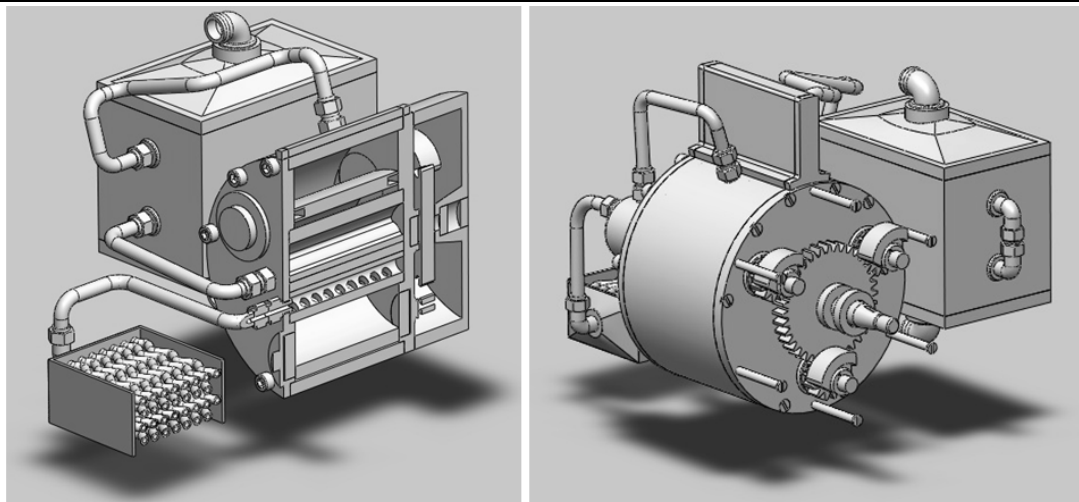


Рисунок 9 – 3D-модель двигателя

Таким образом, в соответствии с методологией компьютерного моделирования разработаны математическая модель РПДС и алгоритм ее решения, изучена сущность физических процессов, происходящих при функционировании двигателя, выполнен многовариантный анализ влияния изменения конструктивных и эксплуатационных параметров РПДС на его характеристики, определены рациональные параметры, которые использованы для разработки конструкции и изготовления РПДС. Готовятся испытания двигателя, по результатам которых будет принято решение о направлении дальнейших исследований, в том числе по доработке конструкции и компьютерной модели.

Литература

1. Уокер Г. Двигатели Стирлинга / Пер. с англ. Б. В. Сутугина и Н. В. Сутугина. - М.: Машиностроение, 1985. - 408 с.
2. Ридер Г., Хупер Ч. Двигатели Стирлинга – М.: Мир, 1986. - 464 с.
3. Компьютеры, модели, вычислительный эксперимент. Введение в информатику с позиций математического моделирования /Под ред. А. А. Самарского.– М.: Наука, 1988.- 176 с.
4. Самарский А.А., Михайлов А.П. Математическое моделирование: Идеи. Методы. Примеры. - М.: Наука, 2003. - 320 с.
5. Норенков И.П., Кузьмик П.К. Информационная поддержка наукоемких изделий. CALS-технологии. - М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. - 320 с.
6. Математические модели систем пневмоавтоматики./ Ю.Л. Арзуманов, Е.М. Халатов, В.И. Чекмазов – М.: МГТУ им. Н.Э.Баумана. 2009. - 296 с.
7. Михеев М.А. Основы теплопередачи. - Изд. 2-е, заново переработ. - М.-Л.: Госэнергоиздат, 1949. - 396 с.
8. Никишкин С.И., Потапов С.И. Роторно-поршневой двигатель Стирлинга. Основы теории, инженерный анализ и проектирование. - Ковров: КГТА, 2011 - 208с.
9. Колчин А.И., Демидов В.П. Расчет автомобильных и тракторных двигателей: Учебное пособие для вузов. - М.: Высшая школа, 2002. - 496 с.
10. Волгин М.А., Крылов И.А., Никишкин С.И. Программа «Анализ характеристик роторно-поршневого двигателя Стирлинга» // М.: Хроники объединенного фонда электронных ресурсов «Наука и образование», № 5(24), 2011, № 17100, с. 17-18

Кинематический и силовой анализ универсального многопоточного дифференциального механизма автоматических коробок передач

Волошко В.В., к.т.н. Галимянов И.Д., Салахов И.И., к.т.н. Мавлеев И.Р.
ФГБОУ ВПО Камская государственная инженерно-экономическая академия (ИНЭКА)
ildarsz@rambler.ru, 8-917-273-98-93

Аннотация. Представлены структурная и кинематическая схемы, а также кон-

струкция модуля автоматических коробок передач на основе разработанного авторами универсального многопоточного дифференциального механизма. Рассмотрены методика кинематического и силового анализа.

Ключевые слова: автоматические коробки передач, структурная и кинематическая схемы, методика кинематического и силового анализа

Введение

Большинство современных планетарных коробок передач автоматических трансмиссий построено по одной из двух планетарных систем: системе Симпсона; системе Равиньо (со сцепленными сателлитами) [2].

Эти планетарные системы позволяют реализовать четыре передачи при одновременном включении двух управляющих элементов, что определяет данные системы как трехступенные с полным использованием управляющих элементов: две понижающие передачи; прямая передача; задний ход, при использовании пяти управляющих элементов. Предварительный анализ планетарных систем при числе передач, равном четырем, отдает предпочтение применению автоматических коробок передач (АКП) с тремя степенями свободы, несмотря на то, что число элементов управления таких коробок передач то же, что и у АКП с двумя степенями свободы. Дело в том, что в АКП с тремя степенями свободы для получения четырех передач достаточно двух дифференциальных механизмов, а в АКП с двумя степенями свободы – трех дифференциальных механизмов. Однако при числе передач, равном четырем, АКП с тремя степенями свободы является более сложным объектом по сравнению с АКП с двумя степенями свободы ввиду конструктивной сложности двух фрикционов (в АКП с двумя степенями свободы применяют один фрикцион) и существенного усложнения системы управления [4, 5, 6].

Учитывая вышесказанное, при числе передач, равном четырем, всегда более перспективно применение АКП с двумя степенями свободы [4, 6]. Одним из недостатков таких систем считается большая металлоемкость за счет наличия дополнительных дифференциальных механизмов, а явным преимуществом - возможность получения передаточных чисел, равных расчетным, и более простая система управления. Использование широко известного принципа построения многоскоростных механических КП за счет добавления к основной коробке делителя и демультипликатора возможна и при построении структуры многоскоростных АКП, если в качестве основной коробки (модуля) использовать планетарную систему двухступенного АКП с четырьмя-пятью передачами, обладающую минимально возможным числом основных звеньев с целью уменьшения металлоемкости и габаритов.

Универсальный многопоточный дифференциальный механизм (УМДМ)

В ИНЭКА была разработана планетарная система (ПС) (рисунок 1), обладающая возможностью в своей кинематической схеме объединить возможно большее количество дифференциальных механизмов при наименьшем числе основных звеньев.

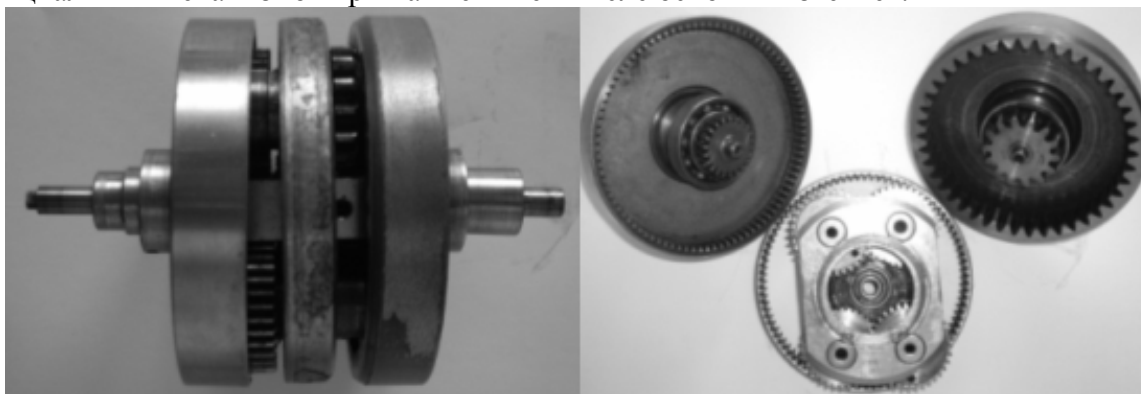


Рисунок 1 – Конструкция ПС УМДМ

ПС включает в себя все четыре типа наиболее используемых в технике дифференциальных механизмов [3]. Благодаря тому, что в кинематической схеме эти дифференциальные механизмы объединены в один универсальный механизм, в котором используются звенья,

являющиеся общими для всех четырех типов, общее количество звеньев становится минимальным, что обуславливает компактную конструкцию с короткими кинематическими цепями и расширенными кинематическими и силовыми возможностями. Эти возможности обуславливают использование данного механизма в качестве модуля в проектируемых АКП.

Разработанная ПС (рисунок 2) представляет собой универсальный многопоточный дифференциальный механизм, водило которого с тремя парами сцепленных сателлитов является общим для первого, второго и третьего планетарных рядов, образуемых двумя независимыми солнечными центральными шестернями и тремя коронными зубчатыми колесами (эпициклами).



Рисунок 2 – Структурная схема ПС УМДМ

Число W степеней свободы ПС УМДМ [1] определяется на основе структурной формулы $n_0 - \kappa_M - W = 0$, откуда:

$$W = n_0 - \kappa_M, \quad (1)$$

где: $n_0 = 6$ – число основных звеньев;

$\kappa_M = 4$ – число планетарных дифференциальных механизмов, в нашем случае $W = 2$.

Таким образом, планетарная система обладает двумя степенями свободы ($W = 2$), имеет шесть основных звеньев ($n_0 = 6$), четыре из которых являются тормозными звеньями ($t = 4$), а два звена являются ведущим и ведомым. Число передач ($z = 5$) равняется числу элементов управления.

Все звенья УМДМ равнозначны в смысле распределения функций (каждое звено может быть входным, выходным или тормозным). Таким образом, полное число возможных схемных решений УМДМ найдется как число сочетаний из 6 по 2 (вход и выход) или из 6 по 4 (тормозные звенья) [4, 6]:

$$G = C_{n_0}^2 = C_{n_0}^4 = \frac{n_0 \cdot (n_0 - 1)}{2!} = \frac{n_0 \cdot (n_0 - 1) \cdot (n_0 - 2) \cdot (n_0 - 3)}{4!} =$$

$$= \frac{6 \cdot (6 - 1)}{1 \cdot 2} = \frac{6 \cdot (6 - 1) \cdot (6 - 2) \cdot (6 - 3)}{1 \cdot 2 \cdot 3 \cdot 4} = 15.$$

Дифференциальные механизмы, используемые при создании ПС УМДМ, изображены на рисунке 3.

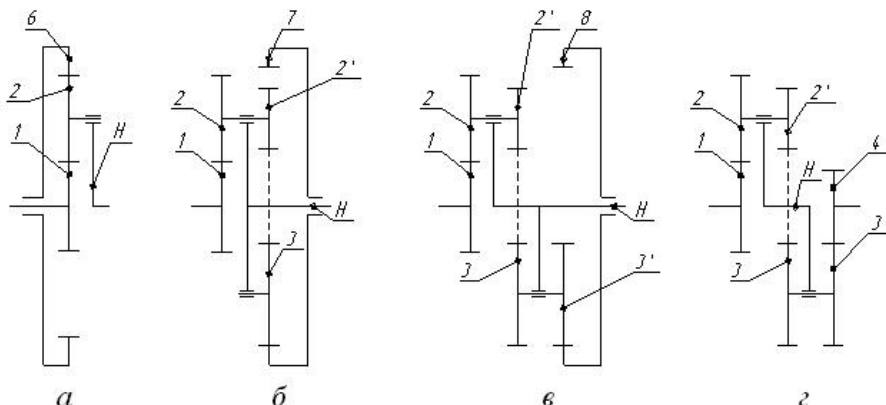


Рисунок 3 – Дифференциальные механизмы, входящие в структуру ПС УМДМ

На основании структурной схемы и вышеизложенного кинематическая схема предлагаемого ПС УМДМ будет выглядеть как показано на рисунке 4.

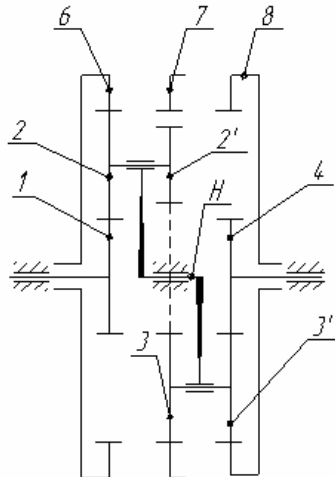


Рисунок 4 – Кинематическая схема ПС УМДМ: 1, 4 – солнечные центральные шестерни; 2-2', 3-3' – сцепленные двухвенцовые сателлиты; 5 (H) – водило; 6, 7, 8 – коронные колеса

Первый планетарный ряд УМДМ состоит из солнечной центральной шестерни 1, водила H сателлитов 2 и коронного колеса 6. Второй планетарный ряд состоит из водила H, сцепленных сателлитов 2', 3 и коронного колеса 7. Третий планетарный ряд состоит из солнечной центральной шестерни 4, водила H сателлитов 3' и коронного колеса 8 [7].

Уравнение кинематики планетарного ряда:

$$n_{\text{вщ}} = n_{\text{вм}} \cdot i_{\text{вщвм}} + n_{\text{H}} \cdot (1 - i_{\text{вщвм}}), \quad (2)$$

где: $n_{\text{вщ}}$ – число оборотов ведущего звена;

$i_{\text{вщвм}}$ – передаточное число между ведущим и ведомым звеньями;

n_{H} – число оборотов водила;

$n_{\text{вм}}$ – число оборотов ведомого звена.

Выражение для определения относительных оборотов сателлитов:

$$n_{\text{отн}} = n_{\text{вм}} \cdot i_{\text{свм}} + n_{\text{H}} \cdot (1 - i_{\text{свм}}), \quad (3)$$

где: $i_{\text{свм}}$ – передаточное число между сателлитом и ведомым звеном.

Из уравнения (2) определяем число оборотов водила H:

$$n_{\text{H}} = \frac{n_{\text{вщ}} - n_{\text{вм}} \cdot i_{\text{вщвм}}}{1 - i_{\text{вщвм}}}. \quad (4)$$

Методика определения возможных схемных решений

С целью анализа возможных схемных решений ПС УМДМ предлагается метод оценки целесообразности вариантов сочетаний, который даст возможность выбора звеньев ПС УМДМ в качестве входных, выходных и тормозных.

При этом учитывается конструктивная возможность наиболее приемлемого размещения элементов управления модуля и подвода мощности к отдельным звеньям ПС УМДМ.

Рассмотрим вариант сочетания i_{1-8} (1 – ведущее звено; 8 – ведомое звено; 4, 5 (H), 6, 7 – тормозные звенья):

При торможении водила 5 (H) получаем передачу переднего хода:

$$i_{1-8}^5 = (-i_{1-2}) \cdot (-i_{2'-3}) \cdot (i_{3'-8}) = +i_{1-8}^5. \quad (5)$$

При торможении 6-ого звена (коронного колеса первого планетарного ряда) получаем передачу с положительным знаком:

$$i_{1-8}^6 = i_{1-5}^6 \cdot i_{5-8}^6, \quad (6)$$

где: $i_{5-8}^6 = \frac{1}{1 - i_{8-6}}$ – передаточное число между водилом 5 и выходным звеном 8 при заторможенном звене 6:

$$i_{1-8}^6 = (1 - i_{1-6}) \cdot \frac{1}{1 - i_{8-6}} = \frac{1 - (-i_{1-2}) \cdot (i_{2-6})}{1 - (i_{8-3'}) \cdot (-i_{3-2'}) \cdot (i_{2-6})} = \frac{1 + i_{1-6}}{1 + i_{8-6}} = +i_{1-8}^6.$$

При торможении 7-ого звена:

$$i_{1-8}^7 = i_{1-5}^7 \cdot i_{5-8}^7, \quad (7)$$

где: $i_{5-8}^7 = \frac{1}{1 - i_{8-7}}$ – передаточное число между водилом 5 и выходным звеном 8 при заторможенном звене 7:

$$i_{1-8}^7 = (1 - i_{1-7}) \cdot \frac{1}{1 - i_{8-7}} = \frac{1 - (-i_{1-2}) \cdot (-i_{2'-3}) \cdot (i_{3-7})}{1 - (i_{8-3'}) \cdot (i_{3-7})} = \frac{1 - i_{1-7}}{1 - i_{8-7}}.$$

Так как i_{8-7} может быть <1 или >1 , получаем положительную или отрицательную передачу:

$$i_{1-4}^7 = \frac{+}{+} = +i_{1-4}^7 \quad \text{или} \quad i_{1-4}^7 = \frac{+}{-} = -i_{1-4}^7.$$

При торможении 4-ого звена получаем положительную передачу:

$$i_{1-8}^4 = i_{1-5}^4 \cdot i_{5-8}^4, \quad (8)$$

где: $i_{1-5}^4 = 1 - i_{1-4}$ – передаточное число между входным звеном 1 и водилом 5 при заторможенном звене 4;

$i_{5-8}^4 = \frac{1}{1 - i_{8-4}}$ – передаточное число между водилом 5 и выходным звеном 8 при заторможенном звене 4.

$$i_{1-8}^4 = (1 - i_{1-4}) \cdot \frac{1}{1 - i_{8-4}} = \frac{1 - (-i_{1-2}) \cdot (-i_{2'-3}) \cdot (-i_{3'-4})}{1 - (i_{8-3'}) \cdot (-i_{3'-4})} = \frac{1 + i_{1-4}}{1 + i_{8-7}} = +i_{1-8}^4.$$

Аналогичным образом анализируем и остальные возможные сочетания управления модулем. Результаты анализа сведены в таблицу 1.

Анализ вариантов комбинаций сочетаний позволяет осуществить выбор ведущих, ведомых и тормозных звеньев планетарной системы УМДМ, что в дальнейшем облегчает процесс построения кинематических схем АКП.

Результаты анализа возможных вариантов кинематических схем УМДМ позволяют делать следующие выводы:

- вариант сочетания i_{1-4} неприемлем ввиду того, что все передаточные отношения имеют отрицательный знак;
- вариант сочетания i_{1-8} приемлем;
- вариант сочетания i_{1-5} неприемлем ввиду того, что 2 передаточных отношения имеют отрицательный знак;
- вариант сочетания i_{5-4} неприемлем ввиду того, что при торможение любого звена выходное звено 4 будут иметь передаточное отношение по абсолютной величине значительно меньше единицы;

- вариант сочетания i_{5-8} приемлем;
- вариант сочетания i_{6-4} , i_{6-8} , i_{6-5} неприемлемы ввиду того, торможение 1-ого звена конструктивно неосуществимо.

Таблица 1

Результаты анализа вариантов комбинаций сочетаний

i_{1-4} при					
T1	T4	T5	T6	T7	T8
		«-»	«-»	«-»	«-»
i_{1-8} при					
T1	T4	T5	T6	T7	T8
	«+»	«+»	«+»	«±»	
i_{1-5} при					
T1	T4	T5	T6	T7	T8
	«+»		«+»	«-»	«-»
i_{5-4} при					
T1	T4	T5	T6	T7	T8
«+»			«-»	«+»	«+»
i_{5-8} при					
T1	T4	T5	T6	T7	T8
«+»	«+»		«+»	«±»	
i_{6-4} при					
T1	T4	T5	T6	T7	T8
«+»		«+»		«+»	«+»
i_{6-8} при					
T1	T4	T5	T6	T7	T8
«+»	«+»	«-»		«±»	
i_{6-5} при					
T1	T4	T5	T6	T7	T8
«+»	«+»			«+»	«+»

С учетом осуществленного анализа в качестве ведущих звеньев возможно использование звена 1 (центральная солнечная шестерня 1-ого планетарного ряда) и звена 5 (водило), в качестве ведомого – звена 8 (коронное колесо 3-его планетарного ряда).

Кинематические связи звеньев УМДМ.

Определим кинематические связи звеньев ПС УМДМ при ведущем звене 1 с помощью следующих уравнений:

$$n_1 = n_8 \cdot i_{18} + n_H \cdot (1 - i_{18}); \tag{9}$$

$$n_1 = n_4 \cdot i_{14} + n_H \cdot (1 - i_{14}); \tag{10}$$

$$n_1 = n_6 \cdot i_{16} + n_H \cdot (1 - i_{16}); \tag{11}$$

$$n_1 = n_7 \cdot i_{17} + n_H \cdot (1 - i_{17}). \tag{12}$$

Из уравнения (1) находим n_8 :

$$n_8 = \frac{n_1 - n_H \cdot (1 - i_{18})}{i_{18}}. \tag{13}$$

При $n_4 = 0$ из уравнения (10) находим n_H :

$$n_H^4 = \frac{n_1}{1 - i_{14}}. \quad (14)$$

Подставляя уравнение (14) в (13) получаем: $n_8^4 = \frac{n_1 - n_1 \cdot \frac{1}{1 - i_{14}} \cdot (1 - i_{18})}{i_{18}}$.

Разделив обе части данного уравнения на n_1 , получим следующую зависимость:

$$\frac{1}{i_{18}^4} = \frac{1 - \frac{1 - i_{18}}{1 - i_{14}}}{i_{18}}.$$

Как уже отмечалось выше, i_{18}^4 выражена уравнением (8): $i_{18}^4 = \frac{1 - i_{14}}{1 - i_{84}}$.

Очевидно $i_{18}^4 \cdot \frac{1}{i_{18}^4} = 1$. Что ведет к зависимости $\frac{1 - i_{14}}{1 - i_{84}} \cdot \frac{1 - \frac{1 - i_{18}}{1 - i_{14}}}{i_{18}} = 1$.

Таким образом, получаем следующую зависимость:

$$i_{84} = \frac{i_{14}}{i_{18}}. \quad (15)$$

Аналогично устанавливаем кинематические связи между звеньями при $n_6 = 0$, $n_7 = 0$. Полученные результаты кинематических связей звеньев УМДМ представлены в таблице 2.

Таблица 2

Кинематические связи между звеньями ПС УМДМ

при ведущем звене 1 ($n_1 = const$)		
$i_{84} = \frac{i_{14}}{i_{18}}$	$i_{86} = \frac{i_{16}}{i_{18}}$	$i_{87} = \frac{i_{17}}{i_{18}}$
$i_{48} = \frac{i_{18}}{i_{14}}$	$i_{46} = \frac{i_{16}}{i_{14}}$	$i_{47} = \frac{i_{17}}{i_{14}}$
$i_{64} = \frac{i_{14}}{i_{16}}$	$i_{67} = \frac{i_{17}}{i_{16}}$	$i_{68} = \frac{i_{18}}{i_{16}}$
$i_{74} = \frac{i_{14}}{i_{17}}$	$i_{76} = \frac{i_{16}}{i_{17}}$	$i_{78} = \frac{i_{18}}{i_{17}}$

При ведущем звене 5 (водило) уравнение кинематической связи между звеньями ПС УМДМ имеет вид:

$$i_{58}^p = \frac{1}{1 - i_{8p}}, \quad (16)$$

где: P - заторможенное звено.

Таблица 3

Кинематические связи между звеньями ПС УМДМ

при ведущем звене 5 ($n_5 = const$)			
$i_{58}^1 = \frac{1}{1 - i_{81}}$	$i_{58}^6 = \frac{1}{1 - i_{86}}$	$i_{58}^4 = \frac{1}{1 - i_{84}}$	$i_{58}^7 = \frac{1}{1 - i_{87}}$

Обобщенный кинематический план УМДМ

Используя известную методику построения обобщенного кинематического плана (ОКП) [4, 6] на основе уравнений кинематических связей с учетом величины нижней передачи и шага между передачами q на рисунке 5 приведен ОКП ПС УМДМ.

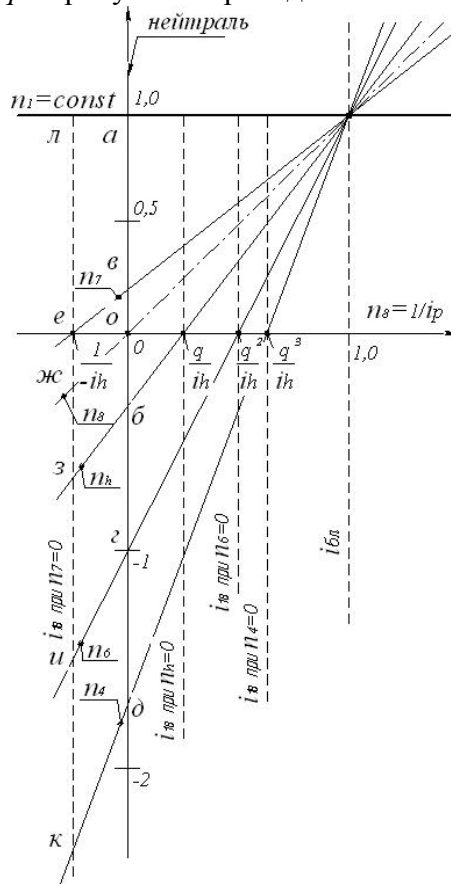


Рисунок 5 – Обобщенный кинематический план ПС УМДМ при ведущем звене 1

Частота вращения ведомого вала выражается отрезками оси абсцисс или ординатами штрих-пунктирного луча, проведенного через начало координат и единичную точку. Частоты вращения тормозных (заторможенных) звеньев n_p на включаемых передачах и нейтрали определяются ординатами их лучей.

Относительные частоты вращения центральных звеньев определяются вертикальными отрезками между их лучами. Например, на передаче заднего хода, которая получается включением тормоза заднего хода ($n_7 = 0$), абсолютные частоты вращения центральных звеньев равны:

$$n_{вм} = n_{вщ} \cdot \frac{-oe}{oa} = n_{вщ} \cdot \frac{-oжс}{oa}; \quad n_4 = n_{вщ} \cdot \frac{-ке}{ле}; \quad n_h = n_{вщ} \cdot \frac{-зе}{ле}; \quad n_6 = n_{вщ} \cdot \frac{-ие}{ле}.$$

Относительная частота вращения максимальна на передаче переднего хода между звеньями n_4 и n_1 , которая определяется по выражению:

$$n_4 - n_1 = n_{вщ} \cdot \frac{лк}{ле}.$$

Силовой анализ УМДМ

Кроме основных кинематических параметров ОКП, УМДМ позволяет определить моменты блокировочных фрикционов при различных вариантах блокировки звеньев для получения прямой передачи. Так как мощность буксования фрикциона N_B не зависит от места его установки в кинематической схеме трансмиссии машины ($N_B = const$) и она прямо про-

порциональна моменту блокировочного фрикциона M_{Φ} и относительной угловой скорости блокируемых звеньев $\omega_{\text{отн}}$, то при включении блокировочного фрикциона на нейтрали

$$M_{\text{вщ}} \cdot \omega_{\text{вщ}} = M_{\Phi} \cdot \omega_{\text{отн}}, \quad (17)$$

где: $M_{\text{вщ}}$ – крутящий момент на ведущем валу АКП.

Тогда расчетный момент блокировочного фрикциона:

$$M_{\Phi} = M_{\text{вщ}} \cdot \frac{\omega_{\text{вщ}}}{\omega_{\text{отн}}} = M_{\text{вщ}} \cdot \frac{n_{\text{вщ}}}{n_{\text{отн}}}, \quad (18)$$

здесь $n_{\text{отн}}$ – относительная частота вращения блокируемых звеньев АКП.

Из выражения (18) следует, что для получения минимального расчетного момента блокировочного фрикциона $M_{\Phi \text{min}}$ необходимо блокировать звенья АКП, у которых выше относительная частота вращения $n_{\text{отн}}$.

Как видно из ОКП УМДМ (АКП), минимальный расчетный момент блокировочного фрикциона $M_{\Phi \text{min}}$ получается при блокировке на нейтрали тормозных звеньев n_4 и n_1 , где самые большие относительные частоты вращения звеньев:

$$M_{\Phi \text{min}} = M_{\text{вщ}} \cdot \frac{oa}{\delta d} \quad (19)$$

Определение моментов, действующих на звенья УМДМ

При расчете моментов, действующих на звенья, будем считать, что все звенья УМДМ вращаются с постоянными для заданного режима угловыми скоростями, и потери в УМДМ отсутствуют. При этих допущениях для УМДМ запишем условия равновесия и сохранения энергии

$$M_{\text{вщ}} + M_{\text{H}} + M_{\text{вм}} = 0; \quad (20)$$

$$M_{\text{вщ}} \cdot \omega_{\text{вщ}} + M_{\text{H}} \cdot \omega_{\text{H}} + M_{\text{вм}} \cdot \omega_{\text{вм}} = 0. \quad (21)$$

Выразим из уравнения (20)

$$M_{\text{H}} = -M_{\text{вщ}} - M_{\text{вм}}$$

и, подставив его в (21), получим:

$$M_{\text{вщ}} \cdot (\omega_{\text{вщ}} - \omega_{\text{H}}) + M_{\text{вм}} \cdot (\omega_{\text{вм}} - \omega_{\text{H}}) = 0, \quad (22)$$

откуда, при $\omega_{\text{H}} = 0$

$$\frac{M_{\text{вм}}}{M_{\text{вщ}}} = -\frac{\omega_{\text{вщ}} - \omega_{\text{H}}}{\omega_{\text{вм}} - \omega_{\text{H}}} = -i_{\text{вщвм}}. \quad (23)$$

Тогда

$$M_{\text{H}} = M_{\text{вщ}} \cdot (1 - i_{\text{вщвм}}). \quad (24)$$

Из этих двух соотношений (23) и (24) можно получить третье:

$$M_{\text{вм}} = M_{\text{H}} \cdot \frac{i_{\text{вщвм}}}{1 - i_{\text{вщвм}}}. \quad (25)$$

Полученные зависимости показывают, что в любом планетарном механизме с отрицательным внутренним передаточным отношением (второго класса) моменты на центральных зубчатых колесах всегда совпадают по направлению и уравновешиваются моментом на водиле, который имеет противоположное направление. В планетарных механизмах первого класса моменты, действующие на центральные зубчатые колеса, противоположны по направлению, а момент, действующий на водило, равен их алгебраической сумме и по направлению совпадает с моментом центрального колеса, вращающегося при неподвижном водиле с большей угловой скоростью.

Если вместо внутреннего передаточного отношения в качестве характеристики планетарного механизма использовать конструктивный параметр, то предыдущие выражения принимают вид:

$$M_{\text{ВМ}} = m \cdot M_{\text{ВЦ}} \cdot k_{\text{ВМВЦ}}; M_{\text{Н}} = -M_{\text{ВЦ}} (1 \cdot m \cdot k_{\text{ВМВЦ}}); M_{\text{ВМ}} = \pm M_{\text{Н}} \cdot \frac{k_{\text{ВМВЦ}}}{1 \cdot m \cdot k_{\text{ВМВЦ}}}. \quad (26)$$

В этих выражениях верхние знаки (минус или плюс) относятся к планетарным механизмам первого класса, а нижние – к планетарным механизмам второго класса.

Выразив конструктивный параметр через числа зубьев, получим:

для ПМ с одновенцовыми сателлитами

$$M_{\text{ВМ}} = m \cdot M_{\text{ВЦ}} \cdot \frac{z_{\text{ВМ}}}{z_{\text{ВЦ}}}; M_{\text{Н}} = -M_{\text{ВЦ}} \cdot \frac{z_{\text{ВЦ}} \cdot m \cdot z_{\text{ВМ}}}{z_{\text{ВЦ}}}; M_{\text{ВМ}} = \pm M_{\text{Н}} \cdot \frac{z_{\text{ВМ}}}{z_{\text{ВЦ}} \cdot m \cdot z_{\text{ВМ}}}; \quad (27)$$

и для планетарных механизмов с двухвенцовыми сателлитами

$$M_{\text{ВМ}} = m \cdot M_{\text{ВЦ}} \cdot \frac{z_{\text{ВМ}} \cdot z_{\text{СВЦ}}}{z_{\text{ВЦ}} \cdot z_{\text{СВМ}}}; M_{\text{Н}} = -M_{\text{ВЦ}} \cdot \frac{z_{\text{ВЦ}} \cdot z_{\text{СВМ}} \cdot m \cdot z_{\text{ВМ}} \cdot z_{\text{СВЦ}}}{z_{\text{ВЦ}} \cdot z_{\text{СВМ}}}; M_{\text{ВМ}} = \pm M_{\text{Н}} \cdot \frac{z_{\text{ВМ}} \cdot z_{\text{СВЦ}}}{z_{\text{ВЦ}} \cdot z_{\text{СВМ}} \cdot m \cdot z_{\text{ВМ}} \cdot z_{\text{СВЦ}}} \quad (28)$$

(правило выбора знаков в этих выражениях, как в предыдущих случаях).

Полученные соотношения между моментами, действующими на звенья планетарного механизма, при указанных выше допущениях справедливы для любого установившегося режима работы дифференциального механизма. С помощью этих соотношений можно найти моменты на всех звеньях ПС при включении того или иного элемента управления.

При торможении водила УМДМ дифференциальный механизм преобразуется в рядную зубчатую передачу с передаточным числом $i_{\text{ВЦВМ}}^{\text{Н}}$, чему соответствует значение момента на выходном звене, равное:

$$M_{\text{ВМ}}^{\text{Н}} = M_{\text{ВЦ}} \cdot i_{\text{ВЦВМ}}^{\text{Н}} \quad (29)$$

Зависимость передаточного отношения при торможении звеньев выражается:

$$i_{\text{ВЦВМ}}^q = i_{\text{ВЦН}}^q \cdot i_{\text{НВМ}}^q. \quad (30)$$

В данном уравнении произведем замену: $i_{\text{ВЦВМ}}^q = \frac{M_{\text{ВМ}}^q}{M_{\text{ВЦ}}}$

Тогда уравнение (29) можно записать в виде: $\frac{M_{\text{ВМ}}^q}{M_{\text{ВЦ}}} = i_{\text{ВЦН}}^q \cdot i_{\text{НВМ}}^q$,

откуда

$$M_{\text{ВМ}}^q = M_{\text{ВЦ}} \cdot (i_{\text{ВЦН}}^q \cdot i_{\text{НВМ}}^q) = M_{\text{ВЦ}} \cdot \frac{1 - i_{\text{ВЦН}}^q}{1 - i_{\text{ВМ}}^q}. \quad (31)$$

Моменты на выходном звене 8 при ведущем звене 1 ПС УМДМ приведены в таблице 4

Реактивные моменты, нагружающие тормозные звенья, можем определить при заторможенном ведомом звене ПС УМДМ по следующей зависимости:

$$M_q = M_{\text{ВЦ}} \cdot \frac{1 - i_{\text{ВЦВМ}}}{1 - i_{q\text{ВМ}}} \quad (32)$$

Реактивные моменты на тормозных звеньях ПС УМДМ при заторможенном ведомом звене 8 приведены в таблице 4.

Заключение

Компактность ПС УМДМ определяется тем, что при трех планетарных рядах число дифференциальных механизмов равно четырем, а число основных звеньев равно шести. При

этом ПС УМДМ, в отличие от вышеуказанных схем, при постоянном ведущем звене обеспечивает получение на ведомом звене пяти передач.

Таблица 4

Тормоза ПС УМДМ	M_8 при $M_1 = const$	M_q при $M_1 = const$ и $n_8 = 0$
ТН	$M_8^H = M_1 \cdot i_{18}^H =$ $= M_1 \cdot [(-i_{12}) \cdot (-i_{2/3}) \cdot (i_{3/8})]$	$M_H = M_1 \cdot (1 - i_{18}) =$ $= M_1 \cdot [1 - ((-i_{12}) \cdot (-i_{2/3}) \cdot (i_{3/8}))]$
Т4	$M_8^4 = M_1 \cdot \frac{1 - i_{14}}{1 - i_{84}} =$ $= M_1 \cdot \frac{1 - [(-i_{12}) \cdot (-i_{2/3}) \cdot (-i_{3/4})]}{1 - [(i_{83'}) \cdot (-i_{3/4})]}$	$M_4 = M_1 \cdot \frac{1 - i_{18}}{1 - i_{48}} =$ $= M_1 \cdot \frac{1 - [(-i_{12}) \cdot (-i_{2/3}) \cdot (i_{3/8})]}{1 - [(-i_{43'}) \cdot (i_{3/8})]}$
Т6	$M_8^6 = M_1 \cdot \frac{1 - i_{16}}{1 - i_{86}} =$ $= M_1 \cdot \frac{1 - [(-i_{12}) \cdot (i_{26})]}{1 - [(i_{83'}) \cdot (-i_{32'}) \cdot (i_{26})]}$	$M_6 = M_1 \cdot \frac{1 - i_{18}}{1 - i_{68}} =$ $= M_1 \cdot \frac{1 - [(-i_{12}) \cdot (-i_{2/3}) \cdot (i_{3/8})]}{1 - [(i_{62}) \cdot (-i_{2/3}) \cdot (i_{3/8})]}$
Т7	$M_8^7 = M_1 \cdot \frac{1 - i_{17}}{1 - i_{87}} =$ $= M_1 \cdot \frac{1 - [(-i_{12}) \cdot (-i_{2/3}) \cdot (i_{37})]}{1 - [(i_{83'}) \cdot (i_{37})]}$	$M_7 = M_1 \cdot \frac{1 - i_{18}}{1 - i_{78}} =$ $= M_1 \cdot \frac{1 - [(-i_{12}) \cdot (-i_{2/3}) \cdot (i_{3/8})]}{1 - [(i_{75}) \cdot (i_{3/8})]}$

Применение ПС УМДМ в качестве модуля позволяет решать задачу синтеза не только двухступенных, а также трехступенных АКП при увеличении числа управляющих элементов или дополнительного планетарного ряда и при использовании в качестве ведущего двух звеньев ПС УМДМ (солнечное центральное колесо первого и водило).

Предложенная методика кинематического и силового расчета УМДМ позволяет упростить определение передаточных чисел дополнительных планетарных рядов при синтезе двух и трехступенных АКП.

Литература

1. Кирдяшев Ю.Н. Многопоточные передачи дифференциального типа. – Л.: Машиностроение, 1981. - 223 с.
2. Косенков А.А. Устройство автоматических коробок передач и трансмиссий. - Ростов н/Д: Феникс, 2003. - 416 с.
3. Кожевников С.Н. Теория механизмов и маши. – М.: Машиностроение, 1969. - 584 с.
4. Шарипов В.М. Конструирование и расчет тракторов. М.: Машиностроение, 2004. - 592 с.
5. Шарипов В.М., Крумбольдт Л.Н., Маринкин А.П. Планетарные коробки передач. - Saarbrücken: LAP LAMBERT Academic Publishing GmbH & Co. KG, 2012. – 149 с.
6. Шарипов В.М. Конструирование и расчет тракторов. М.: Машиностроение, 2009. - 752 с.
7. Волошко В.В., Салахов И.И. Патент РФ № 2384773 «Автоматическая ступенчатая планетарная коробка передач» от 20.03.2010 г.

Теоретический анализ плоского движения колеса перекатывающегося типа при формировании опорной поверхности

к.т.н. доц. Сергеев А.И.

Университет машиностроения
(495) 223 05 23 доб. 1527, trakvc@mami.ru

Аннотация. Рассмотрено плоское движение колеса перекатывающегося типа во взаимосвязи с геометрическими и энергетическими соотношениями формирова-

ния опорной поверхности. Установлено, что трансформация связи сопровождается взаимной деформацией контактирующих поверхностей с возникновением при этом сил трения, обусловленных переупаковкой частиц грунта и других факторов. Определено энергетическое состояние системы «колесо-опорная поверхность» и её общие характеристики движения.

Ключевые слова: колесо перекатывающегося типа, плоское движение колеса, энергетическое состояние, трансформация связи, характеристики движения

Движение наземных транспортных средств в силовом гравитационном поле может осуществляться при условии возможности формирования опорной поверхности.

Опорную поверхность можно представить функцией отклика или реакцией взаимодействующих поверхностей, одна из которых является связью (1), (2) [1].

$$\vec{R} = \left(\frac{-p4x(z-b+p)}{\sqrt{x^2+p^2}} + \frac{(z-b)4x(z-b+p)}{\sqrt{x^2+(z-b)^2}} + \frac{x}{\sqrt{x^2+p^2}} + \frac{x}{\sqrt{x^2+(z-b)^2}} \right) \vec{i} + \left(-\frac{4x(z-b+p)x}{\sqrt{x^2+p^2}} - \frac{4x(z-b+p)x}{\sqrt{x^2+(z-b)^2}} - \frac{p}{\sqrt{x^2+p^2}} + \frac{z-b}{\sqrt{x^2+(z-b)^2}} \right) \vec{k} = \quad (1)$$

$$= \left(\frac{-4px(z-b+p)+x}{\sqrt{x^2+p^2}} + \frac{4x(z-b(z-b+p)+x)}{\sqrt{x^2+(z-b)^2}} \right) \vec{i} + \left(-\frac{4x^2(z-b+p)}{\sqrt{x^2+p^2}} - \frac{4x^2(z-b+p)-z+b}{\sqrt{x^2+(z-b)^2}} \right) \vec{k}$$

$$|R| = \sqrt{32x^2(z-b+p)^2 + 2 + 2 \frac{(z-b+p)^2 16x^4 - p(z-b)[16x^2(z-b+p)^2 + 1]}{\sqrt{x^2+p^2}\sqrt{x^2+(z-b)^2}} + 1} = \quad (2)$$

$$= \sqrt{2} \sqrt{16x^2(z-b+p)^2 + \frac{(z-b+p)^2 16x^4 - p(z-b)[16x^2(z-b+p)^2 + 1]}{\sqrt{x^2+p^2}\sqrt{x^2+(z-b)^2}} + 1}$$

Явление формирования опорной поверхности представляется трансформацией нестационарной связи [реономной $f(x, z, t)$] в стационарную (склерономную).

Трансформация связи сопровождается взаимной деформацией контактирующих поверхностей с возникновением при этом сил трения, обусловленных переупаковкой частиц грунта и других факторов.

Плоское движение колеса перекатывающегося типа представляет собой сложное физическое явление, которое осуществляется путём смещения плавающего опорно-приводного устройства по ходу движения транспортного средства (рисунок 1) [2].

В общем случае плоское движение может быть представлено параметрическими уравнениями [5]:

$$\varphi = f_1(t); X_0 = f_2(t); Z_0 = f_3(t). \quad (3)$$

Эти уравнения представляют плоское движение колеса, и в этом случае величины φ , X_M и Z_M меняются с течением времени, поэтому они являются однозначными, непрерыв-

ными и дифференцируемыми функциями.

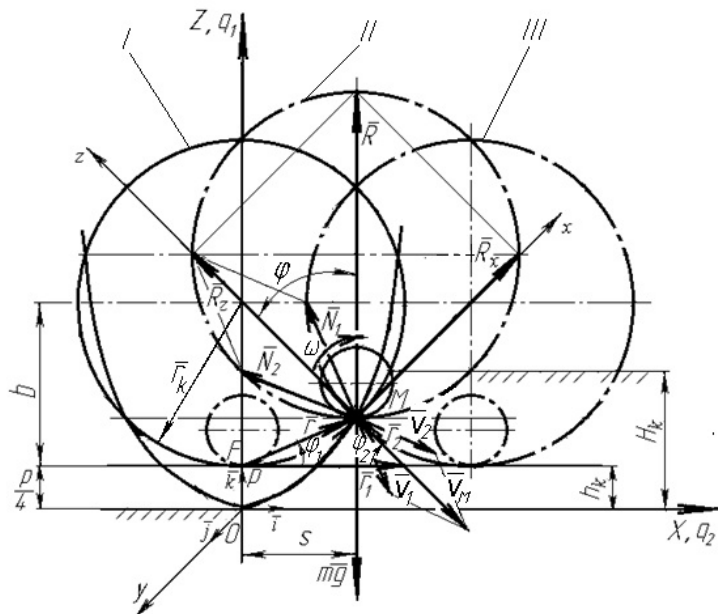


Рисунок 1 - Расчётная схема формирования опорной поверхности колесом перекатывающегося типа

Для каждого момента времени t из уравнений (1) можно определить значения φ , X_M и Z_M и, следовательно, положение точки M относительно неподвижных осей координат OXZ с помощью векторного равенства (4):

$$\bar{r} = \bar{r}_1 + \bar{r}_2. \quad (4)$$

Спроектируем векторное равенство (4) на неподвижные оси координат, и, исходя из геометрических соображений, координаты точки M могут быть представлены уравнениями:

$$\begin{aligned} X_M &= X_0 + x \cdot \cos \varphi - z \cdot \sin \varphi \\ Z_M &= Z_0 + z \cdot \sin \varphi + x \cdot \cos \varphi \end{aligned} \quad (5)$$

Координаты φ , X_0 , Z_0 известны по уравнениям (3), и, следовательно, положение точки M однозначно определяется тремя величинами: φ , X_M и Z_M – и таким образом в общем случае при плоско-параллельном движении точка M , принадлежащая ободу колеса, будет иметь три степени свободы. Уравнения (5) в этом случае представляют уравнения движения точки M , или параметрические уравнения её траектории.

Составим матрицу поворота плоского движения колеса для режима перекатывания, которая определяет вращающую составляющую его движения при условии - $|r_1| < |r_2|$.

Смещение системы S «колесо-опорная поверхность» (далее просто системы) в этом случае происходит по направлению движения (рисунок 1).

Применяя векторно-матричную форму записи (4), с учетом (5) запишем в виде:

$$\bar{r} = \bar{r}_1 + A\bar{r}_2, \quad (6)$$

где:

$$\bar{r} = \begin{pmatrix} r_1 \\ r_2 \end{pmatrix}, \bar{r}_1 = \begin{pmatrix} r_1^{(1)} \\ r_1^{(2)} \end{pmatrix}, \bar{r}_2 = \begin{pmatrix} r_2^{(1)} \\ r_2^{(2)} \end{pmatrix}, A = \begin{pmatrix} \cos \varphi & -\sin \varphi \\ \sin \varphi & \cos \varphi \end{pmatrix}. \quad (7)$$

Из (6) с учётом (7) следует:

$$\varphi = \frac{1}{2} \cdot \left(\arccos \frac{r_1 - r_1^{(1)}}{\sqrt{r_2^{(1)2} + r_2^{(2)2}}} + \arccos \frac{r_2 - r_1^{(1)}}{\sqrt{r_2^{(1)2} + r_2^{(2)2}}} \right). \quad (8)$$

Из вышеизложенного понятно, что движение колеса перекатывающегося типа по деформируемой поверхности движения происходит с тремя степенями свободы с угловыми и линейными перемещениями.

Для определения энергетического состояния системы составим расчётную схему (рисунок 2).

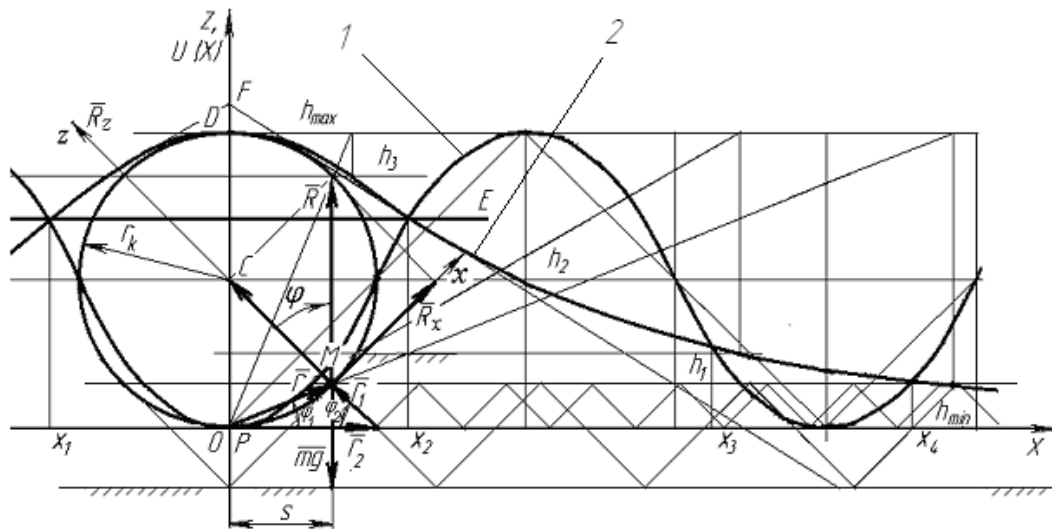


Рисунок 2 - Схема определения связи геометрических и энергетических соотношений формирования опорной поверхности колесом перекатывающегося типа

Выполним геометрические построения, которые устанавливают связь параметров формирования опорной поверхности плоского движения колеса с энергетическим состоянием системы. Для этого построим смещённую синусоиду (кривая 1) и В. Анези (кривая 2) [3].

Совместное решение уравнений этих кривых приводит к уравнению Кардано (9):

$$x^3 + p \cdot x + q = 0. \tag{9}$$

Для решения (9) запишем:

$$\Delta = \frac{q^2}{4} + \frac{p^3}{27} = \left(-\frac{2r^3}{\cos^2 \varphi} \right)^2 / 4 + \left(\frac{2r^2}{\cos^2 \varphi} \right)^3 / 27 > 0.$$

Выбираем действительное значение корней уравнения (9):

$$z = \sqrt[3]{\frac{r^3}{\cos^2 \varphi} + \sqrt{\Delta}} + \sqrt[3]{\frac{r^3}{\cos^2 \varphi} - \sqrt{\Delta}} = u + \vartheta.$$

После подстановок и преобразований получим:

$$z = r \cdot \left(\sqrt[3]{1 + \operatorname{tg}^2 \varphi + (1 + \operatorname{tg}^2 \varphi) \sqrt{\frac{62}{27} + \frac{8}{27} \operatorname{tg}^2 \varphi}} + \sqrt[3]{1 + \operatorname{tg}^2 \varphi - (1 + \operatorname{tg}^2 \varphi) \sqrt{\frac{62}{27} + \frac{8}{27} \operatorname{tg}^2 \varphi}} \right). \tag{10}$$

Таким образом, получена математическая модель энергетического состояния плоского движения колеса по деформируемой поверхности, графическая интерпретация которой представлена на рисунке 3.

Графическая интерпретация уравнения (10), изображённая на рисунке 3, представляет зависимость потенциальной энергии $U(x)$ от положения точки M . Если значения полной механической энергии представлять прямыми параллельными оси OX , то из рисунка 3 видно, что движение рассматриваемой системы возможно при условии $E > U_1 = U_{(+\infty)}$, так как при этом имеется, по крайней мере, одна классически разрешенная область, не сводящаяся в точку.

Из энергетического состояния системы «колесо-опорная поверхность» (рисунок 3) вид-

но, что движение колеса по деформируемой поверхности осуществляется в импульсном режиме и находится в области между двумя потенциальными барьерами.

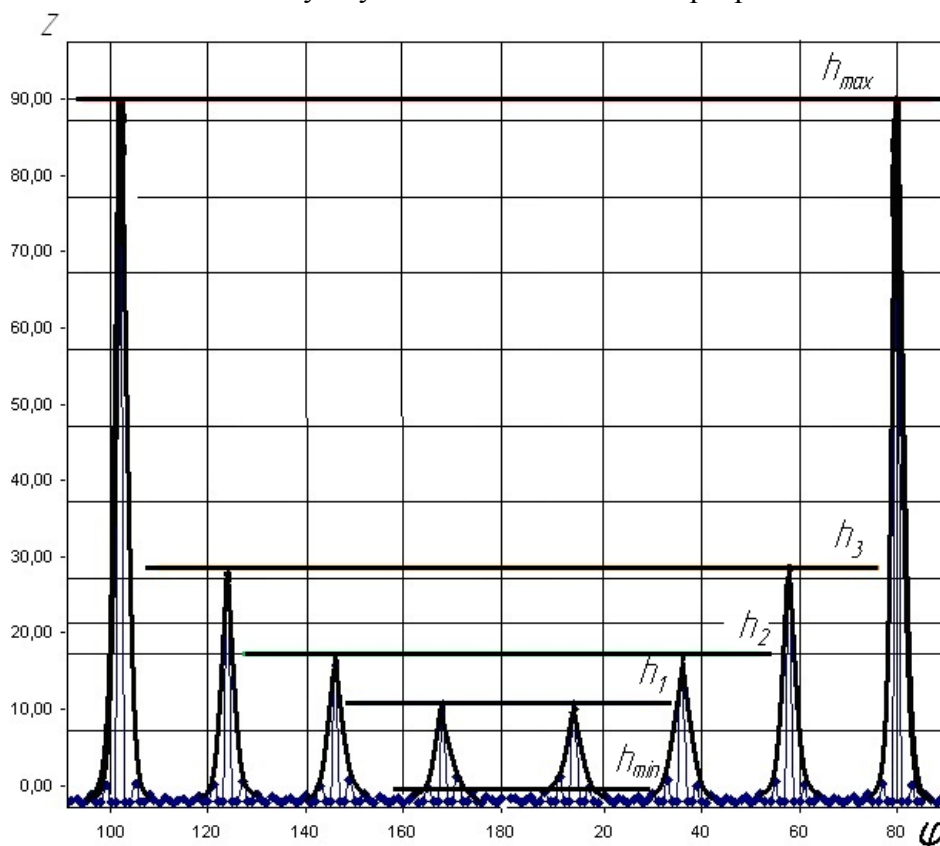


Рисунок 3 - Энергетическое состояние системы «колесо-опорная поверхность»

Максимальный уровень полной механической энергии соответствует двум крайним (прямая h_{max}) потенциальным барьерам, в интервале которых осуществляется движение колеса по деформируемой поверхности.

Минимальный уровень полной механической энергии соответствует двум минимальным потенциальным барьерам (прямая h_{min}), ниже которых механическое движение невозможно. Здесь осуществляется формирование первоначального импульса и накопление полной механической энергии до величины, достаточной для движения колеса по деформируемой поверхности с минимальной скоростью. Увеличение скорости движения транспортного средства потребует повышения энергетического уровня или увеличения мощности силовой установки, подводимой к движителю.

Далее рассмотрим трансформацию образовавшейся связи и установим её характеристику. При этом будем исходить из уравнения, представляющего трансформацию нестационарной связи в стационарном виде [1].

$$\vec{R}_z(x, z, t) = C_1(x, z) \cdot \vec{\lambda}_1(t) + C_2(x, z) \cdot \vec{\lambda}_2(t) = \vec{N}_1 + \vec{N}_2, \quad (11)$$

где: $C_1(x, z), C_2(x, z)$ – коэффициенты, характеризующие перемещение материальной точки M по кривой (траектории деформации), образованной пересечением поверхностей $f_1(x, z), f_2(x, z)$.

В общем случае характеристика движения системы «колесо-опорная поверхность» может быть представлена формулой (10):

$$q = q_1 + q_2. \quad (12)$$

Поскольку движение системы «колесо-опорная поверхность» происходит в колебательном режиме, то общую характеристику движения системы можно представить уравнением (13):

$$q = \left[-\frac{\pi}{qk^2} + \frac{4}{\pi} \sum_{n=1}^3 \frac{1}{(2n-1)^2 \cdot (k^2 - (2n-1)^2 \delta^2)} \cos kt \right] +$$

$$+ \left[\frac{4}{\pi} \sum_{n=1}^3 \frac{\cos(2n-1) \cdot 8t}{(2n-1)^2 \cdot (2n-1)^2 \delta^2 - k^2} + \frac{\pi}{2k^2} \right] +$$

$$+ \left[-\frac{\omega h_r}{p} \sum_{i=1}^3 \frac{1}{(p^2 - i^2 \omega^2)} \sin pt + h_r \sum_{i=1}^3 \frac{1}{i(p^2 - i^2 \omega^2)} \sin \omega t \right] \quad (13)$$

Общая характеристика движения системы с учетом (13) будет иметь вид, представленный на рисунке 4.

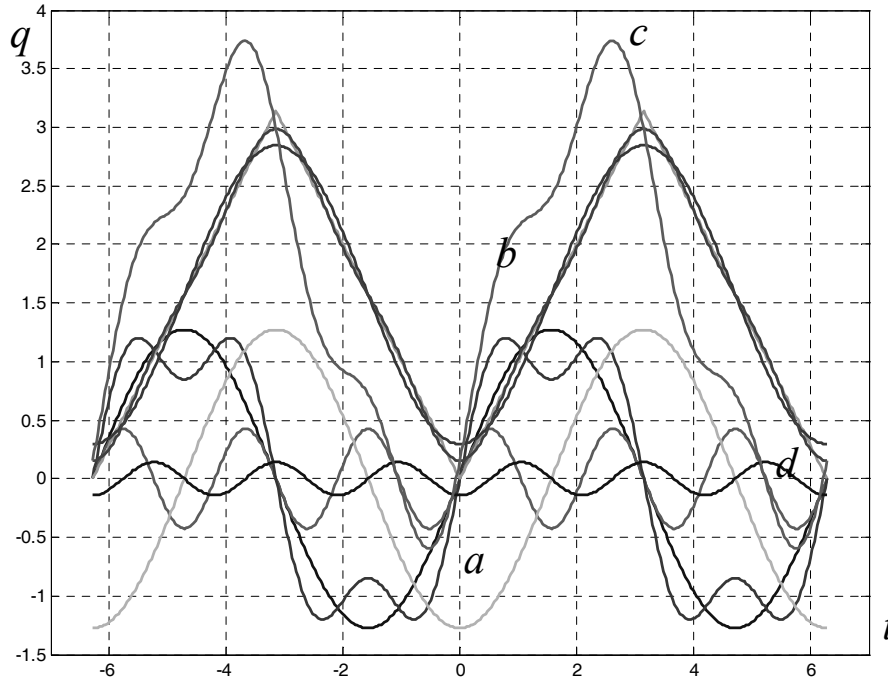


Рисунок 4 - Общая характеристика движения системы “колесо - опорная поверхность”

Графическая интерпретация (рисунок 4) уравнения (13) показывает, что на участке [a-b] система выходит из положения устойчивого равновесия, в точке c система достигает положения неустойчивого равновесия и на участке [c-d] носит лимитационный характер (система асимптотически стремится к устойчивому положению равновесия).

Величина полной механической энергии h в этом случае определяется по зависимости (14) [4], графическая интерпретация которой представлена на рисунке 5.

$$h = b \left(1 + \frac{c \cdot m \cdot m^2 \cdot r_0^4 \cdot \varphi_0^2 \cdot \sin \varphi}{2 \cdot \text{ctg}(\beta_1 + \varphi) \cdot \left\{ \left[\Pi_0 + \frac{m^2}{2} \cdot (r_0^2 + r_0^2 \cdot \varphi_0) \right]^2 - c \cdot m \cdot m^2 \cdot r_0^4 \cdot \varphi_0^2 \cdot \cos \varphi \right\}} \right) \quad (14)$$

Из рисунка 5 видно, что опорная поверхность образуется в результате трансформации нестационарной связи в стационарную. При этом возникают колебания системы «колесо-опорная поверхность», обусловленные её свойствами накапливать полную механическую энергию с последующим расходом её на формирование опорной поверхности.

Формирование опорной поверхности колесом перекатывающегося типа осуществляется в импульсном режиме.

Опорная поверхность образуется в результате трансформации нестационарной связи в

стационарную. При этом возникают колебания системы «колесо-опорная поверхность», обусловленные её свойствами накапливать полную механическую энергию с последующим расходом на формирование опорной поверхности.

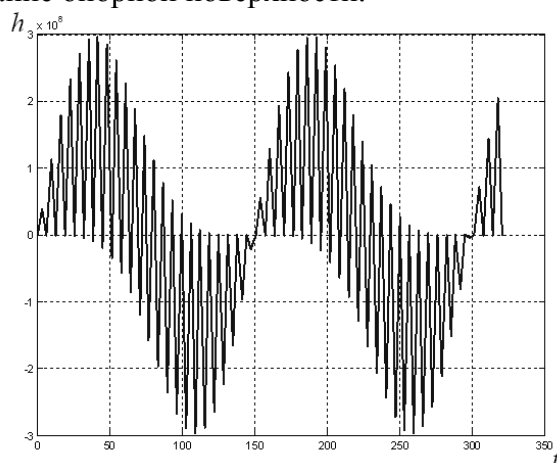


Рисунок 5 - Характеристика полной механической энергии системы «колесо-опорная поверхность»

Выводы

Характеристики (амплитудно-частотные и фазочастотные) формирования опорной поверхности определяется геометрическими соотношениями опорно-приводного вала и обода колеса, а также силами трения, возникающими при трансформации связи.

Литература

1. Сергеев А.И., Чёрный И.В. Математическая модель формирования опорной поверхности движения колесом перекаत्याющегося типа. Известия МГТУ "МАМИ" № 2 (6), 2008. с. 74-78.
2. Сергеев А.И., Шарипов В.М. Транспортное средство. Патент РФ № 2245259. Опубл. 27.01.2005. Бюл. № 33.
3. Выгодский М.Я. Справочник по высшей математике. М., 1977, 872 с.
4. Сергеев А.И. Определение общей характеристики формирования опорной поверхности движения и обоснование конструктивного исполнения движителя перекаत्याющегося типа. // Колёсные и гусеничные машины. Межвузовский сборник научных трудов. Вып.1. - М.: МГТУ «МАМИ», с. 334-357.
5. Сергеев А.И. Влияние ведущего режима качения колеса на формирование опорной поверхности движения. Известия МГТУ «МАМИ». Научный рецензируемый журнал. – М., МГТУ «МАМИ», № 1(11), 2011.

Анализ формирования опорной поверхности заднеприводным колёсным шасси 4×2 с упругой схемой подведения силового потока

к.т.н. доц. Сергеев А.И.

Университет машиностроения
(495) 223 05 23 доб. 1527, trakvc@mami.ru

Аннотация. Рассмотрен процесс формирования опорной поверхности колёсным шасси 4×2 с упругой схемой подведения силового потока. Разработана методика расчёта тягово-сцепных свойств, амплитудно-частотных и фазочастотных характеристик движения системы «колесо-опорная поверхность». Получена передаточная функция, устанавливающая связь выходных и входных параметров, позволяющая спроектировать измерительно-информационную бортовую систему транспортного средства с определением её параметров (зоны нечувствительности измерительного комплекса по параметрам движения ТС, диапазоны измерений и характеристики датчиков и приборов и др.).

Ключевые слова: колёсное шасси, опорная поверхность, силовой поток, измерительно-информационная система, амплитудно-частотная характеристика, фазо-частотная характеристика

Движение шасси (4×2) осуществляется с помощью крутящего момента, подводимого на задние колёса [1]. Передние колёса, являясь не приводными, через раму нагружают задние продольной силой $\bar{P}_{пр}$, равной силе сопротивления движению \bar{P}_{f_2} . Это вызывает буксование задних колёс, а не приводные передние под действием толкающего усилия со стороны задних колёс перекатываются со скольжением (рисунки 1 и 2).

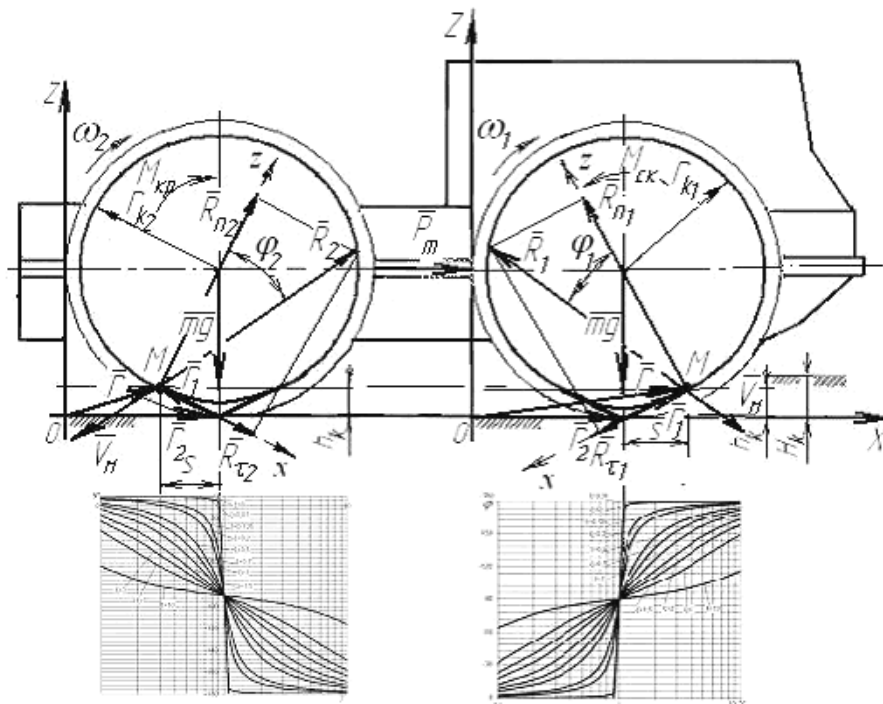


Рисунок 1 - Расчётная схема формирования опорной поверхности колесным шасси (4×2) с приводом на задний мост

Скольжение (юз) передних колёс обусловлено положительным смещением мгновенного центра давления (точки M) вперёд по ходу движения шасси и соответствующей величиной угла трения φ_1 (рисунок 1). Причём, как следует из графика (рисунок 2), с увеличением вертикальной нагрузки действительный путь колеса резко возрастает и, как показывают экспериментальные исследования [2], траектория деформации поверхности движения описывается уравнением укороченной циклоиды [3]:

$$x = r \cdot (\varphi - \lambda \cdot \sin \varphi), \quad y = r \cdot (1 - \lambda \cdot \cos \varphi), \quad (1)$$

где: $\lambda < 1$.

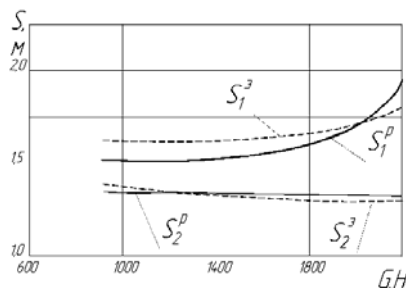


Рисунок 2 - Зависимость изменения пути колес (S) от нормальной нагрузки (G) колесного шасси с приводом на задние колёса (4×2)

Определим тягово-цепные свойства плоского движения колёс шасси 4×2 по методике расчёта, приведенной ниже.

Общая сила сопротивления движению колёс шасси определяется из уравнения (2):

$$P_{f\Sigma} = \frac{1}{2} \cdot k \cdot b \cdot (H_1 + H_2)^2, \quad (2)$$

- для колёс переднего моста – $P_{f1} = \frac{1}{2} \cdot k \cdot b \cdot H_1^2$,
- для колёс заднего моста – $P_{f2} = P_{f\Sigma} - P_{f1}$.

Коэффициент скольжения (юз) передних колёс шасси определяется по формуле (3):

$$\varepsilon = \frac{S_1 - 2\pi r_k}{2\pi r_k} \cdot 100\%. \quad (3)$$

Коэффициент буксования задних колёс шасси определяется по формуле (4):

$$\delta = \frac{2\pi r_k - S_2}{2\pi r_k} \cdot 100\%. \quad (4)$$

Путь передних колёс S_1 шасси за один оборот рассчитываем по формуле (5):

$$S_1 = 2\pi r_k + r_k \cdot \left[\operatorname{tg} \left(\frac{\varphi_1}{2} + \frac{\pi}{4} \right) - \sin \varphi_1 - 1 \right]. \quad (5)$$

Путь задних колёс шасси S_2 за один оборот рассчитываем по формуле(6):

$$S_2 = 2\pi r_k - r_k \cdot \left[\operatorname{tg} \left(\frac{\varphi_2}{2} + \frac{\pi}{4} \right) - \sin \varphi_2 - 1 \right]. \quad (6)$$

В этом случае углы трения передних колёс φ_1 и задних колёс φ_2 определяются по формулам (7):

$$\varphi_1 = 2 \cdot \operatorname{arctg} \frac{P_{f1}}{G}, \quad \varphi_2 = 2 \cdot \operatorname{arctg} \frac{P_{f2}}{G}. \quad (7)$$

Коэффициент полезного действия для задних колёс шасси 4×2 равен:

$$\eta = (1 - f) \cdot (100 - \delta). \quad (8)$$

Графическая интерпретация тягово-сцепных свойств представлена на рисунке 3.

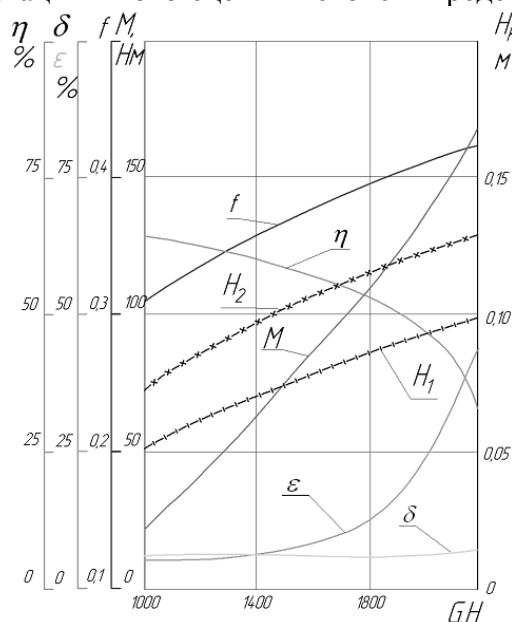


Рисунок 3 - Зависимость крутящего момента (M), глубины колеи (H_k), коэффициентов сопротивления качению (f), буксования (δ) скольжения (ε) и КПД (η) от нормальной нагрузки (G) шасси с (4×2) с приводом на задние колёса

Качественная оценка движения системы «колесо-опорная поверхность» для шасси с приводом на задние колёса может быть представлена амплитудно-частотными и фазо-частотными характеристиками, определяемыми по уравнениям (9) и (10):

$$u = \frac{1}{\sqrt{(1-\gamma^2)^2 + 4 \cdot \xi^2 \cdot \gamma^2}} \quad (9)$$

$$\varphi = -\arctg \frac{K_d \cdot \delta}{C_{ж} - J \cdot \delta^2} \quad (10)$$

Анализ амплитудно-частотных характеристик показывает, что с увеличением относительной частоты $\gamma = \delta/\omega_0$ амплитуда системы «колесо-опорная поверхность» возрастает.

При этом коэффициент $\xi = \frac{K_d}{2 \cdot \sqrt{J \cdot C_{ж}}}$, определяющий степень успокоения системы, убывает и при стремлении его к нулю возможен амплитудно-частотный резонанс. В этом случае возможен отрыв колес шасси от опорной поверхности.

На рисунке 4 представлена графическая интерпретация фазо-частотных характеристик (ФЧХ) передних и задних колёс, устанавливающих зависимость сдвига фаз между векторами входной и выходной величин, которые в рассматриваемом случае определяет характеристику смещения системы «колесо-опорная поверхность».

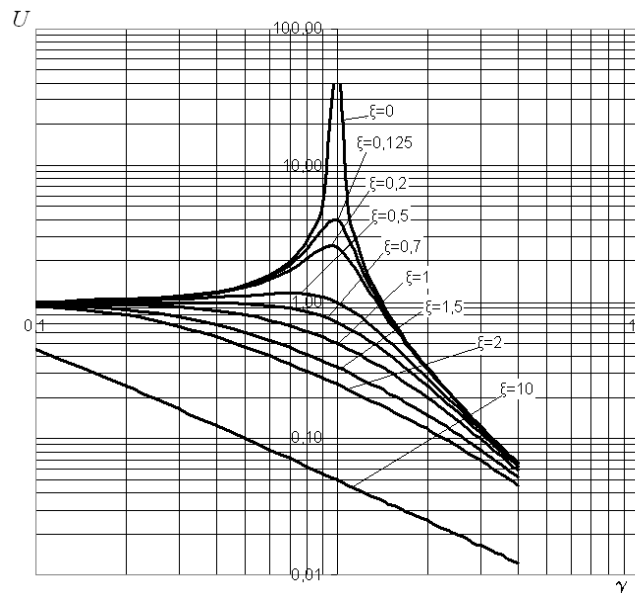


Рисунок 4 - Амплитудно-частотная характеристика формирования опорной поверхности в ведущем режиме движения колеса

Для создания бортового измерительно-информационного комплекса должна быть известна передаточная функция, устанавливающая связь между выходными и входными параметрами формирования опорной поверхности и их производными.

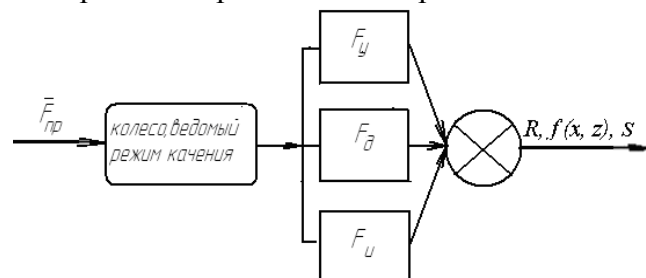


Рисунок 5 - Структурная схема явления формирования опорной поверхности колесом в ведомом режиме

Составим структурную схему формирования опорной поверхности для ведомого режима движения колеса (рисунок 5).

Применительно к схеме (рисунок 5) за выходную величину примем смещение s (скольжение) системы, а за входную величину – противодействующую скоростную силу \bar{F}_c , или силу сопротивления движению колеса, равную по модулю и направлению продольной силе $\bar{P}_{пр}$, приложенной к оси колеса, которая зависит от реакции \bar{R} опорной поверхности, равной [4]:

$$|R| = \sqrt{32x^2(z-b+p)^2 + 2 + 2 \frac{(z-b+p)^2 16x^4 - p(z-b)[16x^2(z-b+p)^2 + 1]}{\sqrt{x^2 + p^2} \sqrt{x^2 + (z-b)^2}} + 1} = \quad , (11)$$

$$= \sqrt{2} \sqrt{16x^2(z-b+p)^2 + \frac{(z-b+p)^2 16x^4 - p(z-b)[16x^2(z-b+p)^2 + 1]}{\sqrt{x^2 + p^2} \sqrt{x^2 + (z-b)^2}} + 1}$$

$$\bar{R} = \left(\frac{-4px(z-b+p) + x}{\sqrt{x^2 + p^2}} + \frac{4x(z-b(z-b+p) + x)}{\sqrt{x^2 + (z-b)^2}} \right) \bar{i} +$$

$$+ \left(-\frac{4x^2(z-b+p)}{\sqrt{x^2 + p^2}} - \frac{4x^2(z-b+p) - z + b}{\sqrt{x^2 + (z-b)^2}} \right) \bar{k}. \quad (12)$$

Составим уравнение действующих сил формирования опорной поверхности колесом в соответствии со схемой, приведенной на рисунке 5.

$$\bar{P}_{пр} = \bar{F}_y + \bar{F}_д + \bar{F}_и, \quad (13)$$

где: \bar{F}_y – упругая сила, возникающая при деформации грунта (при переупаковке частиц грунта);

$\bar{F}_д$ – демпфирующая сила, возникающая при выдавливании связанной влаги и газовой смеси;

$\bar{F}_и$ – инерционная сила, модуль которой определяется инерционными массами подвижной системы.

Упругая сила определяется величиной смещения системы:

$$\bar{F}_y = c_{ж} \cdot s, \quad (14)$$

где: $c_{ж}$ – приведенная линейная жёсткость системы, [H/м], учитывающая действие всех упругих сил и определяемая из условия равенства работы совершаемой упругой силой \bar{F}_y на элементарном линейном перемещении ds из уравнения:

$$|F_y| ds = \sum_{i=1}^n |P_{yi}| ds_i + \sum_{j=1}^m |M_{yj}| d\phi_j,$$

где: n – количество элементарных упругих сил;

m – количество элементарных упругих моментов.

Для установившегося режима качения $\frac{ds_i}{ds} = const$, $\frac{d\phi_j}{ds} = const$, и, следовательно,

приведенная линейная жёсткость будет равна:

$$c_{ж} = \sum_{i=1}^n c_i \left(\frac{ds_i}{ds} \right)^2 + \sum_{j=1}^m C_j \left(\frac{d\varphi_j}{ds} \right)^2.$$

Демпфирующая сила зависит от скорости деформации поверхности движения, которая может быть представлена уравнением вида:

$$T \cdot \dot{F}_d + F_d = k_d \cdot \dot{s}, \quad (15)$$

где: k_d – приведенный коэффициент демпфирования, равный:

$$k_d = \sum_{i=1}^n k_i \left(\frac{ds_i}{ds} \right)^2 + \sum_{j=1}^m K_j \left(\frac{d\varphi_j}{ds} \right)^2.$$

Инерционная сила пропорциональна ускорению системы:

$$F_{и} = m \cdot \ddot{s}, \quad (16)$$

где: m – приведенная масса движущейся системы.

Из совместного решения уравнений (13), (14), (15) и (16) получим общее дифференциальное уравнение движения системы «колесо-опорная поверхность»:

$$T \cdot m \cdot \ddot{s} + m \cdot \dot{s} + (k_d + T \cdot c_{ж}) \cdot \dot{s} + c_{ж} = T \cdot \dot{F}_c + \bar{F}_c, \quad (17)$$

откуда ее передаточная функция имеет вид:

$$W(p) = \frac{|s(p)|}{F_c(p)} = \frac{T \cdot p + 1}{T \cdot m \cdot p^3 + m \cdot p^2 + (k_d + T \cdot c_{ж}) \cdot p + c_{ж}}, \quad (18)$$

где: p – оператор преобразования Лапласа;

T – постоянная времени, сек.

Таким образом, зная передаточную функцию, можно спроектировать измерительно-информационную бортовую систему транспортного средства с определением её параметров (зоны нечувствительности измерительного комплекса по параметрам движения ТС, диапазоны измерений и характеристики датчиков и приборов и т.д.).

Литература

1. Сергеев А.И. Влияние ведущего режима качения колеса на формирование опорной поверхности движения. Известия МГТУ «МАМИ». Научный рецензируемый журнал. – М., МГТУ «МАМИ», № 1 (11), 2011.
2. Сергеев А.И. Стенд для определения коэффициента сопротивления качению и тягово-сцепных свойств колесных шасси // Автоматизация и комплексная механизация производственных процессов лесопромышленных предприятий: Сб. научн. тр. / МЛТИ. - М., 1982. - № 142. -с.99-104.
3. Выгодский М.Я. Справочник по высшей математике. М., 1977г., 872 с.
4. Сергеев А.И., Чёрный И.В. Математическая модель формирования опорной поверхности движения колесом перекатывающегося типа. Известия МГТУ «МАМИ» № 2 (6), 2008. С. 74-78.

Применение электрогидродинамического двигателя на транспортных средствах

д.т.н. проф. Соковиков В.К.
 Университет машиностроения
 (495)2230523*1444

Аннотация. В статье рассматривается электрогидродинамический двигатель, для работы которого не требуется углеводородное топливо. Работа двигателя основана на электрическом разряде в незамерзающей жидкости, расположенной в надпоршневой полости цилиндра. По данным расчетов КПД такого двигателя мо-

жет достигать 68 - 72%.

Ключевые слова: электрогидродинамический эффект, двигатель, поршень, давление, электрод

Целью исследования данной статьи является определение максимального КПД электрогидродинамического двигателя, сравнение с КПД ДВС и получение рекомендаций по использованию его в гибридных двигателях.

Рассматривается принципиальная схема электрогидродинамического двигателя, на который получен патент [1]. Отличительной особенностью двигателя по сравнению с ДВС является то, что в нем не используется углеводородное топливо.

Работа электрогидродинамического двигателя (ЭГДД) заключается в следующем (рисунок 1).

Объемы цилиндров двигателя выше верхней мертвой точки заполняются жидкостью, которая должна обеспечивать хорошие смазывающие свойства и не замерзать при минусовой температуре. Поршни цилиндров соединены с коленчатым валом двигателя и должны создавать высокую герметичность. В этих объемах устанавливаются электроды 1 и 2 с определенным зазором между ними, образуя канал разряда. На один из электродов подается высокое напряжение от электронного блока управления 3, в результате чего между этим и заземленным электродом создается плазменный разряд, испарение жидкости и повышение давления. Парожидкостная смесь перемещает поршень и связанный с ним коленчатый вал. При движении поршня давление падает и при принудительном охлаждении в районе нижней мертвой точки происходит релаксация парожидкостной смеси, создается вакуум, и поршень с большой скоростью перемещается к верхней мертвой точке. Далее снова подается электрический разряд на электроды и процесс повторяется.

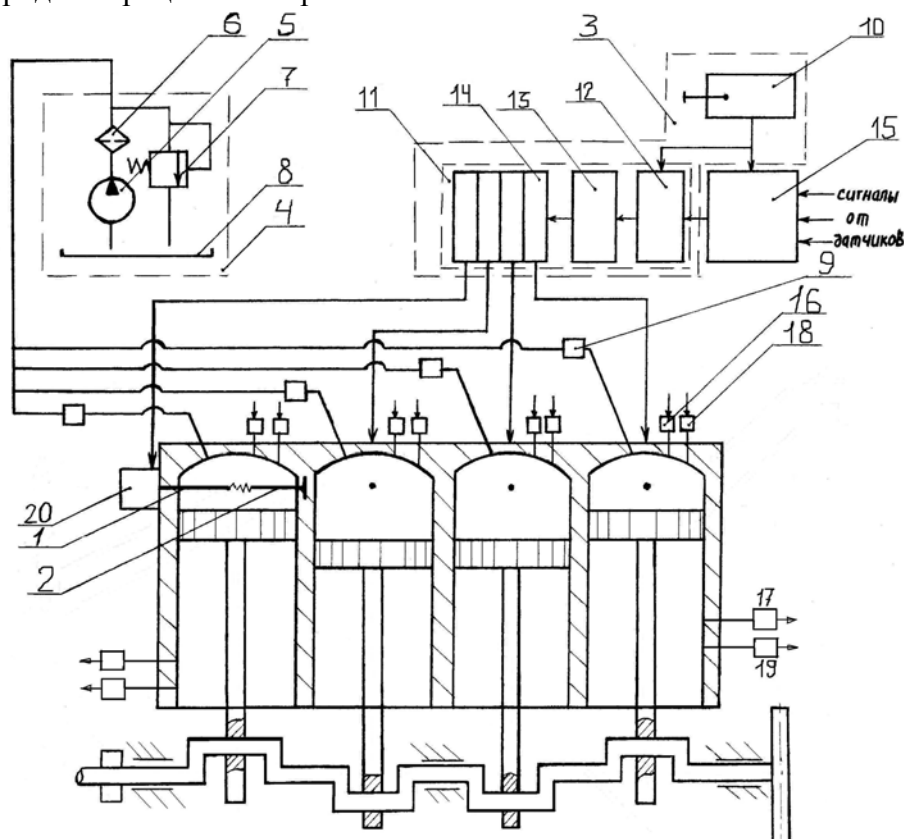


Рисунок 1 – Схема электрогидродинамического двигателя

Из описания работы ЭГДД следует, что он является двухтактным двигателем.

Для длительной исправной работы двигателя имеется компенсационная система 4, которая включает насос подпитки низкого давления 5, фильтр 6, переливной гидроклапан 7 и сливной бак 8. Последовательность и необходимость подачи жидкости в цилиндры компен-

сационной системой обеспечивают электромагнитные клапаны 9.

Электронный блок управления 3 объединяет источник электрической энергии 10 и блок формирования высоковольтных импульсов 11, в последний входят генератор импульсов 12, транзисторный коммутатор 13 и многосекционный повышающий трансформатор 14. Электрические сигналы от датчиков суммируются на сумматоре электрических сигналов 15. В качестве основных датчиков двигателя используются датчики температуры 16, 17 и датчики давления 18, 19, установленные в районах верхней и нижней мертвой точки. На сумматор могут также подаваться сигналы от разных устройств, транспортных систем и других датчиков.

Величина зазора между электродами 1 и 2 может регулироваться механизмом 20, что обеспечивает различную скорость испарения жидкости и частоту вращения коленчатого вала двигателя. Указанные параметры могут также изменяться в зависимости от величины и частоты подаваемого на электроды напряжения.

Из описания ЭГДД следует, что в нем отсутствуют клапаны, привод к ним, выхлопная труба и целый ряд устройств и систем, необходимых для работы ДВС. Однако для работы ЭГДД необходимы электрический источник питания, система охлаждения парожидкостной смеси в районе нижней мертвой точки и система охлаждения жидкости и парожидкостной смеси, находящихся в цилиндрах двигателя и обеспечивающих поддержание нормального теплового режима его работы. Работа системы охлаждения осуществляется по показаниям датчиков температуры 16 и 17. Системы охлаждения жидкости и парожидкостной смеси на рис.1 не показаны.

Проведем оценку основных характеристик электрогидродинамического двигателя.

Из рисунка 1 следует, что электрогидродинамический двигатель включает два основных элемента – электронный блок управления 3 с выходом в виде электродов 1 и 2 и блок цилиндров двигателя, выходом которого является коленчатый вал двигателя.

Работа электронного блока управления зависит от величины и сочетания индуктивности цепи разряда L и емкости конденсаторов C , которые оказывают существенное влияние на создание давления между электродами и давления в нижней мертвой точке.

Важным элементом блока цилиндров двигателя являются электроды. Их конструкция определяет время и величину разряда, а также возможность настройки оптимального зазора между ними. Характер изменения вольт-секундной характеристики в функции промежутков между электродами и времени пробоя зазора представлен на рисунке 2, [2].

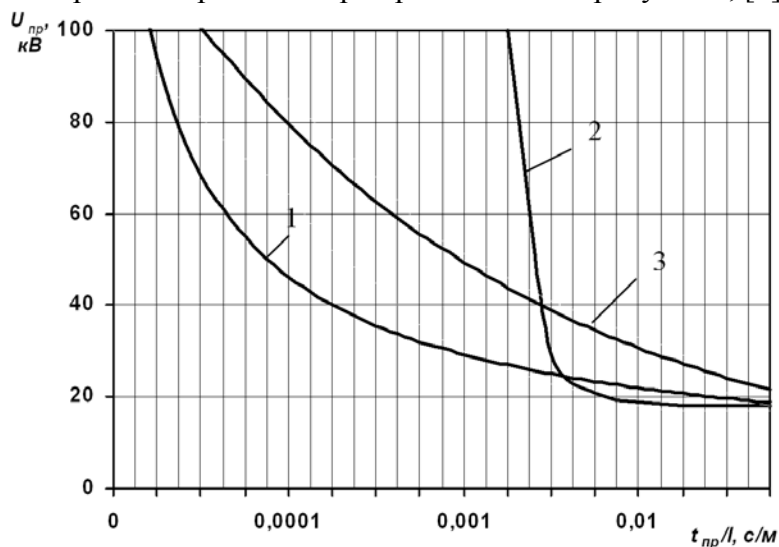


Рисунок 2 - Зависимость вольт-секундной характеристики системы от отношения времени пробоя к зазору между электродами и типа электродов

На рисунке 2 обозначено:

$U_{пр}$ – вольт-секундная характеристика зазоров в однородном поле с учетом перегрева жид-

кости (напряжение пробоя), кВ;

$t_{пр}$ – время пробоя зазора;

l – расстояние между электродами.

Электроды могут быть: отрицательно заряженный стержень – положительно заряженная плоскость, кривая 1; положительно заряженный стержень – отрицательно заряженная плоскость, кривая 2; и два стержня с разными зарядами, кривая 3.

Для работы двигателя наиболее целесообразен второй случай, когда положительно заряженный стержень и отрицательно заряженная плоскость, соединенная с корпусом цилиндра и транспортного средства.

При значении параметра $R_{отн} = \frac{R_a}{2} \cdot \sqrt{\frac{L}{C}}$ на активном сопротивлении канала разряда

R_a развивается предельно возможная мощность. Удельная крутизна этой мощности, передаваемой между электродами в жидкость, определяется по следующему уравнению [2]:

$$\frac{dN_{max}}{dt} = 3,4 \cdot 10^7 \cdot U_{пр}^{\frac{1}{2}} \cdot C^{-\frac{1}{4}} \cdot L^{\frac{3}{4}} \quad (1)$$

Напряжение пробоя между зазорами электродов $U_{пр}$ задается по данным рисунка 2.

От параметров, представленных в уравнении (1), зависит оптимальная длина промежутка между электродами:

$$l_{opt} = 8 \cdot 10^{-9} \cdot U_{пр}^{1,5} \cdot \left(\frac{C}{L}\right)^{1,4} \quad (2)$$

Результаты расчета удельной крутизны электрической мощности $\frac{dN_{max}}{dt}$, передаваемой между электродами, и оптимальной длины промежутка l_{opt} от напряжения пробоя $U_{пр}$ при $C = 0,25 \cdot 10^{-6} \text{ Ф}$ и $L = 2,2 \cdot 10^{-3} \text{ Гн}$ представлены в таблице 1.

Таблица 1

Изменение удельной крутизны электрической мощности и оптимальной длины промежутка между электродами от напряжения пробоя

$U_{пр}, \text{кВ}$	20	40	50	60
$\frac{dN_{max} \cdot 10^{10}}{dt} \frac{\text{кВт}}{\text{с} \cdot \text{м}}$	2	3,06	3,3	3,7
$l_{opt} \cdot 10^{-3}, \text{м}$	2,24	6,4	8,9	11,75

Из таблицы 1 следует, что чем больше напряжение пробоя, тем больше удельная крутизна электрической мощности и оптимальная длина промежутка между электродами.

Для напряжения пробоя $U_{пр} = 20 \dots 40 \text{ кВ}$ оптимальный зазор между электродами изменяется от $2,24 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ до $6,4 \cdot 10^{-3} \text{ м}$, т.е. зазоры достаточно большие и легко регулируемые.

Давление в канале разряда в результате испарения жидкости зависит от удельной крутизны электрической мощности и определяется по формуле:

$$p_a = \frac{0,45 \cdot \left(\frac{dN_{max}}{dt}\right)^{\frac{2}{3}}}{4,3 + 0,039 \cdot \left(\frac{dN_{max}}{dt}\right)^{\frac{1}{6}}} \quad (3)$$

Приведенные формулы показывают, что удельная крутизна электрической мощности

dN_{\max}/dt , оптимальная длина промежутка между электродами $l_{\text{опт}}$ и давление в канале разряда p_a зависят от емкости конденсатора C и индуктивности цепи разряда L электронного блока питания. Изменяя емкость C и индуктивность L , можно добиться увеличения прежде всего удельной крутизны электрической мощности dN_{\max}/dt и остальных параметров двигателя.

На рисунке 3 приведен график изменения давления p_a в канале разряда в функции индуктивности $L \cdot 10^{-3}$ Гн при напряжении пробоя $U_{\text{пр}} = 40$ кВ и емкости $C = 0,01 \cdot 10^{-6}$ Ф. Из рисунка 3 видно, что уменьшение индуктивности L от $2,2 \cdot 10^{-3}$ до $0,02 \cdot 10^{-3}$ Гн приводит к увеличению давления p_a от 62 до 130 МПа.

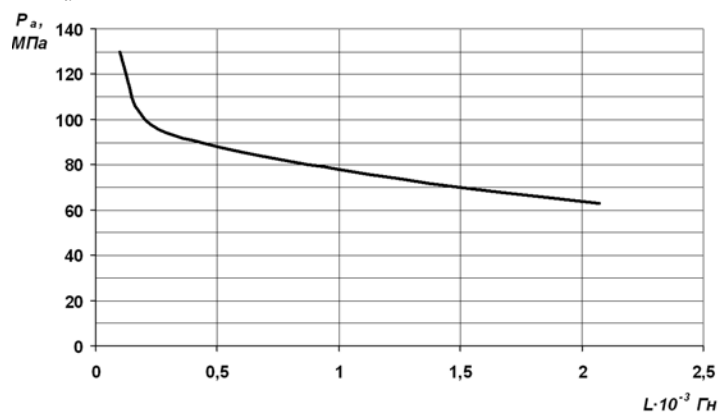


Рисунок 3 - Зависимость давления в канале разряда от индуктивности цепи разряда

Аналогично влияние и емкости C . На рисунке 4 показано изменение давления p_a при напряжении пробоя $U_{\text{пр}} = 40$ кВ и индуктивности $L = 2,2 \cdot 10^{-3}$ Гн в функции емкости C . При уменьшении емкости C с $0,5 \cdot 10^{-6}$ до $0,01 \cdot 10^{-6}$ Ф давление p_a возрастает до 62 МПа.

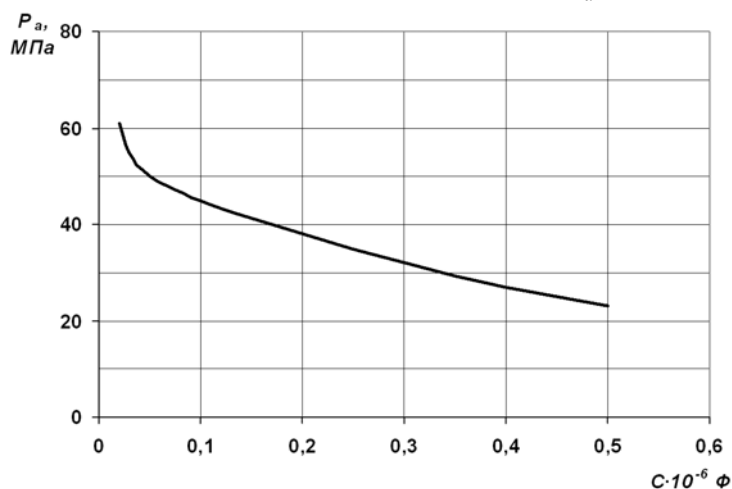


Рисунок 4 - Зависимость давления в канале разряда от емкости конденсатора

Следовательно, для увеличения давления p_a целесообразно уменьшение индуктивности L и емкости конденсатора C . Однако влияние этих параметров на давление p_a различно, поэтому целесообразно рассмотреть изменение давления p_a в канале разряда в функции C/L . На рисунке 5 представлены графики давления p_a при изменении C/L от $0,01 \cdot 10^{-3}$ до

$$0,2 \cdot 10^{-3} \frac{\Phi}{\Gamma \text{н}}$$

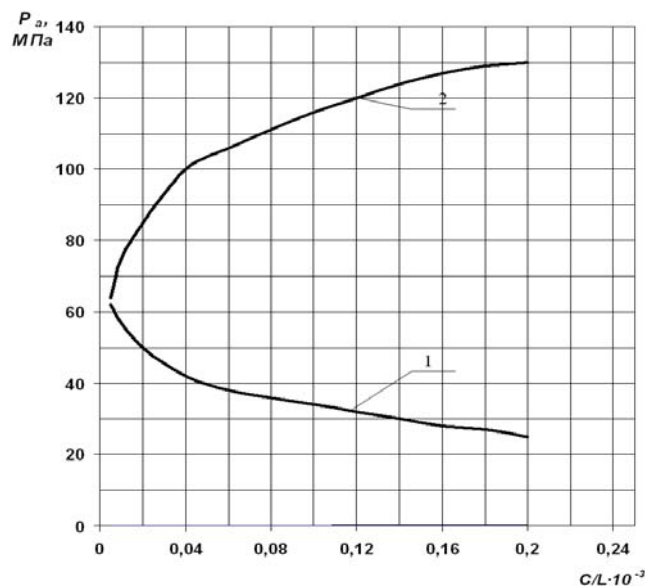


Рисунок 5 – Зависимость давления в канале разряда от отношения емкости конденсатора C к индуктивности канала разряда L

Кривая 1 получена в результате увеличения емкости C , а кривая 2 – уменьшения индуктивности L . Рисунок 5 показывает, что целесообразно уменьшать индуктивность при сохранении электроемкости C . Вместе с тем существенное уменьшение индуктивности (рисунок 3) приводит к значительному росту давления p_a в канале разряда.

При электрическом разряде между электродами в канале разряда в процессе испарения жидкости происходят потери энергии, которые оцениваются акустическим КПД η_a . При дальнейшем движении парожидкостной смеси по объему цилиндра возникают гидравлические потери, рассматриваемые в виде гидравлического КПД η_r . Это два вида основных потерь, которые имеют место в цилиндре двигателя при движении поршня. Оценим их значения.

Акустический КПД определяет долю выделившейся в канал разряда электрической энергии, переходящей в энергию пробоя между электродами и энергию, затраченную на испарение жидкости. По данным [3], этот КПД в больших объемах максимально равен 0,36. Однако некоторые конструктивные изменения разрядной камеры [4] могут его повысить до 0,6 и более. Приведенные значения акустического КПД характерны для больших объемов и значительных расстояниях между электродами, $l > 30\text{см}$. В незначительных объемах рабочих камер цилиндров двигателя с ограниченными расстояниями между электродами преобладает лидерный, или тепловой режим разрядов, и практически вся электрическая энергия преобразуется в энергию пробоя. При этом различие между лидерным и тепловым режимами пробоя заключается в том, что при лидерном пробое энергия движения парожидкостной смеси (больше 50%) преобладает над энергией ударной волны. Такой пробой наиболее целесообразен, т.к. перемещение поршня цилиндра двигателя в основном происходит за счет движения парожидкостной смеси, а ударная волна создает дополнительные нагрузки на механические элементы двигателя. Тепловой режим пробоя возникает при сравнительно низких напряженностях поля, не превышающих 36 кВ/см (для воды), при этом пробой межэлектродного промежутка происходит по газовому мостику, образуемому в результате разогревания и испарения жидкости током проводимости.

Граница, разделяющая лидерный и тепловой режимы пробоя, при использовании в качестве рабочей жидкости воды может быть оценена по эмпирической зависимости [5], где переменной является длина зазора l между электродами:

$$l = 60 \cdot U_{\text{пр}}^2 \cdot \sqrt[3]{C}$$

Ограниченность объема рабочих камер цилиндров двигателя оказывает также существенное влияние на развитие плазменного канала между электродами при высоковольтном электрическом пробое жидкости. Наличие металлического экрана в виде стенок цилиндра приводит к стабилизации плазменного канала разряда при лидерном или тепловом режимах пробоя вследствие образования индуцированного соленоидального магнитного поля. Если в больших объемах жидкости электрический пробой водного промежутка при напряженности электрического поля не более 3,5 кВ/см является маловероятным, то в условиях сильно стесненного пространства тепловой режим пробоя при столь низкой напряженности поля достаточно надежно воспроизводится.

Вместе с тем незначительный объем жидкости в цилиндрах двигателя при сравнительно большом выделении энергии обуславливает рост температуры жидкости и статического давления внутри цилиндра. Следовательно, существуют оптимальные условия, при которых наилучшим образом осуществляется электрический разряд с максимально полным выделением энергии разряда в жидкость, а значит, с максимальным акустическим кпд. Оптимальные условия разряда зависят от объема рабочих камер цилиндра, гидростатического давления, времени гидродинамического процесса при движении парожидкостной смеси, скорости звука при прохождении его в парожидкостной смеси, энергии разряда, времени выделения энергии в канал разряда, длины зазора между электродами и т.д. Т.е. определение оптимальных условий, при которых происходит максимальное выделение электрической энергии в жидкость с минимальными ее потерями при движении парожидкостной смеси и обеспечивается максимальный гидравлический и акустический кпд, является сложной гидродинамической задачей.

Стабилизирующее влияние стенок цилиндра двигателя на электрический разряд обеспечивает надежное воспроизведение лидерного режима разряда, при котором по экспериментальным данным [5] в канале разряда может выделиться более 85% энергии, подведенной к электродам, т.е. при этом $\eta_a \geq 0,85$.

При дальнейшем движении парожидкостной смеси в результате трения между слоями смеси происходит уменьшение давления. Поэтому уменьшение трения должно привести к росту давления $p_{\text{ф}}$, действующего на поршень цилиндра, и гидравлического кпд двигателя. Трение между слоями жидкости может быть уменьшено в результате использования жидкости DOW Corning 200 вместо воды или в сочетании с водой. Эта жидкость имеет вязкость в два раза меньшую, чем вода и, как следствие, меньшее трение между слоями смеси. Температурный диапазон ее применения от -40°C до $+200^{\circ}\text{C}$. Аналогично использование силиконовой (кремнеорганической) жидкости полиметилсилоксана (ПМС) с вязкостью 0,65 сСт. Она также имеет широкий температурный диапазон.

Хороший эффект дает применение в качестве рабочей жидкости минеральных масел. Так, авторами [4] было получено увеличение гидравлического кпд в два и более раза при использовании минеральных масел по сравнению с гидравлическим кпд в воде при удалении от канала разряда на $12 \cdot 10^{-2}$ м (таблицу 2).

Таблица 2

Изменение гидравлического кпд в разных жидкостях

№№ п/п	жидкость	$\eta_{\text{гmax}}$
1	антифриз	0,25
2	вода	0,35-0,4
3	машинное масло	0,5-0,6
4	трансформаторное масло	0,7-0,8

Наибольший гидравлический кпд имеет трансформаторное масло, равный 0,7-0,8, что в два раза больше гидравлического кпд воды.

С увеличением относительной длительности разряда наибольшее значение гидравлического КПД перемещается из зоны, соответствующей предельному лидерному разряду, в зону предельного теплового разряда. При этом наибольшее значение КПД достигается при следующих значениях параметров: $X_1 = 10$, $X_2 = 1,3$, $X_3 = 0,0358\sqrt{X_1}$, где:

$$X_1 = \frac{E_0}{p_0 V}; \quad X_2 = \frac{a_0 \tau}{\sqrt[3]{V}}; \quad X_3 = \frac{l}{\sqrt[3]{V}}.$$

Здесь: E_0 – энергия разряда; p_0 – гидростатическое давление; V – объем рабочей камеры цилиндра двигателя; a_0 – скорость звука в парожидкостной смеси; $\tau = \sqrt[3]{V}/a_0$ – время гидродинамического процесса; l – зазор между электродами.

Вместе с тем экспериментальные исследования [5], проведенные авторами в широком диапазоне значений емкости электрической цепи (от 6 до 100 мкФ), объема рабочей камеры (от 130 до 1600 см³), напряжения пробоя (от 2 до 20 кВ), зазора между электродами (от 1 до 20 мм) с пятикратным воспроизведением опытной точки, показали, что в малых объемах гидравлический КПД может достигать в воде $\eta_r = 0,7 \dots 0,8$ и более при зазоре между электродами $l = 4,5 - 7$ мм. Отсюда следует, что при селективном подборе жидкости можно подобрать для использования в двигателях такую жидкость с соответствующими присадками, в которой был бы минимальный коэффициент трения между слоями и достаточно высокий гидравлический КПД, равный 0,9 – 0,95. Следует учитывать, что максимальный гидравлический и акустический КПД могут быть получены при потребных значениях емкости конденсатора и индуктивности цепи разряда электронного блока питания, а также при нормальном гидростатическом давлении и температуре жидкости.

Увеличение гидростатического давления при прочих равных условиях согласно параметру X_1 эквивалентно уменьшению энергии E_0 , т.е. приводит к уменьшению гидравлического КПД. Увеличение температуры парожидкостной смеси и жидкости в районе нижней мертвой точки перемещения поршня также приводит к уменьшению гидравлического КПД. Чем ниже температура жидкости, тем выше технические показатели электрогидродинамического двигателя.

Исследованиями [6] было также установлено, что величина гидравлического КПД зависит от площади поверхности жидкости и ее объема. Так, для больших объемов, используемых в гидравлических прессах, гидравлический КПД значительно ниже указанных. Расчет уменьшения давления по уравнениям для больших объемов показывает, что гидравлический КПД при электрическом разряде $U_{пр} = 40$ кВ не превышает $\eta_r \approx 0,36$, что значительно ниже, чем в объемах цилиндров двигателя.

Некоторое приближенное оценочное исследование параметров электрогидродинамического двигателя при электрическом разряде между электродами может быть получено из решения следующей системы дифференциальных уравнений [5].

1. Выделяемая энергия разряда, соответствующая заданному закону: $E(t) = \frac{E_0 \cdot t}{\tau}$.

2. Уравнение гидродинамики сжимаемой жидкости:

- уравнение ускорения движения $\frac{\partial^2 x}{\partial t^2} = -\frac{1}{\rho_0} \cdot \frac{R}{r} \cdot \frac{\partial p_a}{\partial r}$;

- уравнение связи перемещения частиц парожидкостной смеси со скоростью $v = \frac{\partial R}{\partial t}$;

- уравнение неразрывности парожидкостной смеси $\frac{\partial(\rho \cdot \Delta)}{\partial t} = 0$,

где: R – эйлерова пространственная координата;
 r – лагранжева пространственная координата;
 v – скорость движения парожидкостной смеси;
 x – перемещение поршня;
 ρ – плотность парожидкостной смеси в данном месте поля;
 p_a – давление в жидкости в канале разряда;
 Δ – плотность кольцевой ячейки лагранжевой сетки.

3. Уравнение состояния парожидкостной смеси (уравнение Тэта):

$$p_a = p_o + B \left[\left(\frac{\rho}{\rho_o} \right)^n - 1 \right],$$

где: $B = 3,047 \cdot 10^8 \text{ Н/м}^2$, $n = 7,15$, p_o и ρ_o – давление и плотность жидкости в невозмущенной среде.

4. Условие сохранения энергии, вводимой в канал разряда, на границе раздела жидкости и газовой полости:

$$E_B + A = E,$$

здесь: $E_B = p_a \cdot V_o (\gamma - 1)$ – внутренняя энергия газовой полости при испарении жидкости;

E – энергия, выделяемая в канал разряда;

$\gamma = 1,26$ – показатель адиабаты газа в канале разряда;

A – работа, совершаемая парожидкостной смесью,

$$A = \int_{V_o}^{V_k} p_\phi dV_k;$$

V_k – объем рабочей камеры цилиндра двигателя;

V_o – объем жидкости между электродами.

5. Внешнее граничное условие движения поршня гидроцилиндра двигателя:

$$\frac{d^2 R_n}{dt^2} = \frac{p_\phi}{\rho_c x},$$

где: R_n – радиус поршня;

ρ_c – плотность парожидкостной смеси у поршня в нижней мертвой точке;

p_ϕ – давление в парожидкостной смеси в данном месте поля.

Начальные условия имеют вид: $t = 0$; $R = r$; $\frac{\partial r}{\partial t} = 0$.

Точное решение данной системы уравнений представляет определенную сложность, поэтому для ее решения следует использовать численно конечно-разностный метод с использованием разностной схемы второго порядка точности. Неявные граничные условия могут быть получены итерационным методом Ньютона-Рафсона.

Проведенные исследования показали следующие показатели работы электрогидродинамического двигателя: гидравлический КПД двигателя $\eta_r \approx 0,9 - 0,95$; акустический КПД $\eta_a \geq 0,85$. При $\eta_r = 0,92$, $\eta_a = 0,92$ с учетом механического КПД двигателя при движении

поршня и кпд вспомогательных устройств общий кпд двигателя может ориентировочно достигать $\eta = 0,68 - 0,72$. Полученный кпд электрогидродинамического двигателя выше кпд ДВС и может с ним конкурировать на транспортных средствах. Электрогидродинамический двигатель, используемый совместно с ДВС (гибридный двигатель) может широко применяться на транспортных средствах как в городских, так и в полевых условиях. Он является экологически чистым, поэтому его эксплуатация предпочтительнее, чем ДВС. Дальнейшие работы по электрогидродинамическому двигателю должны еще больше повысить его экономические показатели и технические возможности.

Литература

1. Соковиков В.К., Строков П.И. и др. Поршневой электрогидравлический двигатель. Патент на изобретение № 2278297, бюл. № 17 от 20.06.2006г.
2. Электротехнический справочник. Под общей редакцией профессоров МЭИ В.Г. Герасимова, П.Г. Грудинского и др. М., Энергоатомиздат, 1988, с. 616.
3. Оборудование и технологические процессы с использованием электрогидравлического эффекта. / Г.А. Голый, П.П. Малышевский, Е.В. Кривицкий и др. М.: Машиностроение, 1977, 320с.
4. Об оценке полного гидродинамического кпд электрического разряда в воде. / Г.Н. Гаврилов, А.Г. Рябинин, Г.А. Рябинин и др. // Журн. техн. Физики. 1977, т. 47, вып. 7, с. 1506-1509.
5. Богоявленский К.Н., Вагин В.А., Кобышев А.Н. и др. Гидропластическая обработка металлов. Ленинград «Машиностроение» Ленинградское отделение 1988г., София Техника 1988, 256с.
6. Соковиков В.К. Электрогидродинамический двигатель. Автомобильная промышленность № 5, 2008г., с. 11-14.

Форма контакта эластичного колеса с деформируемым грунтом и расчет глубины колеи

к.т.н. Соловьев В.И., д.т.н. проф. Шухман С.Б., Капралова М.А.

ОАО «НАМИ-сервис»

8(499)153-75-16, ns-engineer@yandex.ru

Аннотация. В работе рассматривается влияние расчетной формы контакта эластичного колеса при взаимодействии с деформируемым грунтом на глубину колеи. Решаются проблемы адекватности принятых теоретических моделей, приводятся расчетные уравнения и графики.

Ключевые слова: эластичное колесо, форма контакта, глубина колеи, грунт.

Для эксплуатации автомобилей в тяжелых условиях бездорожья все большее распространение получает использование шин большого диаметра и сверхнизкого давления, имеющих значительную деформацию. Для расчетного определения глубины колеи, образуемой такими шинами, нередко используют формулы для определения глубины колеи при проходе жесткого колеса, радиус которого равен так называемому «эквивалентному радиусу» $r_{\text{эkv}}$. Напомним, что в подавляющем большинстве случаев при выводе этих формул предполагается следующая взаимосвязь между вертикальной составляющей давления dF_z в произвольной точке контакта и глубиной ее погружения в грунт h :

$$dF_z = c \cdot h^\mu \cdot \cos \alpha \cdot dS, \quad (1)$$

где: c и μ - параметры деформации грунта;

dS и α - длина элементарной площадки колеса в контакте с грунтом и угол ее наклона к горизонтали.

Поскольку для жесткого колеса угол θ между радиусом r , проведенным в данную

точку, и вертикалью равен углу α , после преобразований имеем:

$$dF_z = c \cdot r^{\mu+1} \cdot (\cos \theta - \cos \theta_2) \cdot \cos \theta \cdot d\theta, \quad (2)$$

где: θ_2 - угол между радиусом, проведенным в начало контакта, и вертикалью.

Тогда вертикальная нагрузка на колесо равна:

$$G_k = B \cdot \int_0^{\theta_2} dF_z = c \cdot B \cdot r^{\mu+1} \cdot \int_0^{\theta_2} (\cos \theta - \cos \theta_2) \cdot \cos \theta \cdot d\theta, \quad (3)$$

где: B - ширина колеса.

При заданной нагрузке на колесо G_k , решая это интегральное уравнение, находим верхний предел интеграла θ_2 , после чего глубину колеи H определяем по формуле:

$$H = r \cdot (1 - \cos \theta_2). \quad (4)$$

С целью получения зависимости $H = f(G_k)$ в виде алгебраической формулы Полетаев А.Ф. разложил подинтегральное выражение в ряд и, удерживая два первых члена этого ряда, после преобразований получил приближенное решение системы уравнений (3), (4):

$$H = \left(\frac{3 \cdot G_k}{c \cdot B \cdot (3 - \mu) \cdot \sqrt{2} \cdot r} \right)^{\frac{1}{\mu+0,5}}. \quad (5)$$

Пирковский Ю.В. исходил из предположения, что работа по деформированию грунта происходит не по нормали к его поверхности, а по дуге обыкновенной циклоиды. В результате им было получено следующее выражение:

$$H = \left(\frac{2 \cdot G_k}{c \cdot B \cdot (2 - 0,87 \cdot \mu) \cdot \sqrt{2} \cdot r} \right)^{\frac{1}{\mu+0,5}}. \quad (6)$$

Сравним между собой результаты, получаемые по зависимостям (3), (4), (5) и (6) при прочих равных условиях (рисунок 1).

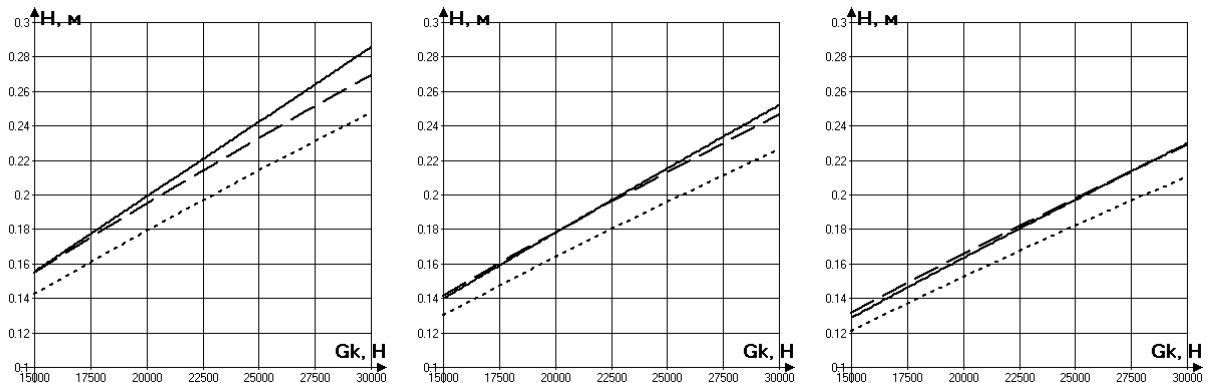


Рисунок 1 – Сравнение результатов расчетов по различным формулам при определении глубины колеи ($c = 0,27$; $B = 0,3$ м; $\mu = 0,75$) при разных значениях радиуса колеса: $r = 0,4$ м - левый график; $r = 0,5$ м - средний график; $r = 0,6$ м - правый график; сплошная линия – формулы (3), (4); штриховая линия (мелкий штрих) – формула (5); штриховая линия (крупный штрих) – формула (6)

Результаты сравнения показывают, что глубина колеи, определяемая при точном вычислении интеграла (3), (4) и по формуле (6), практически одинаковы. Глубина колеи, определяемая по формуле (5), меньше, чем по формуле (6).

Оперируя формулами определения глубины колеи (3), (4) и (6), можно проиллюстрировать ($G_k = 25000H$; $r = 0,5$ м; $B = 0,3$ м), как скажется на величине глубины колеи

изменение параметра деформации грунта c (рисунок 2 левый график; нижний пучок кривых – при $\mu = 0,75$; средний пучок кривых – при $\mu = 0,5$; верхний пучок кривых – при $\mu = 0,25$).

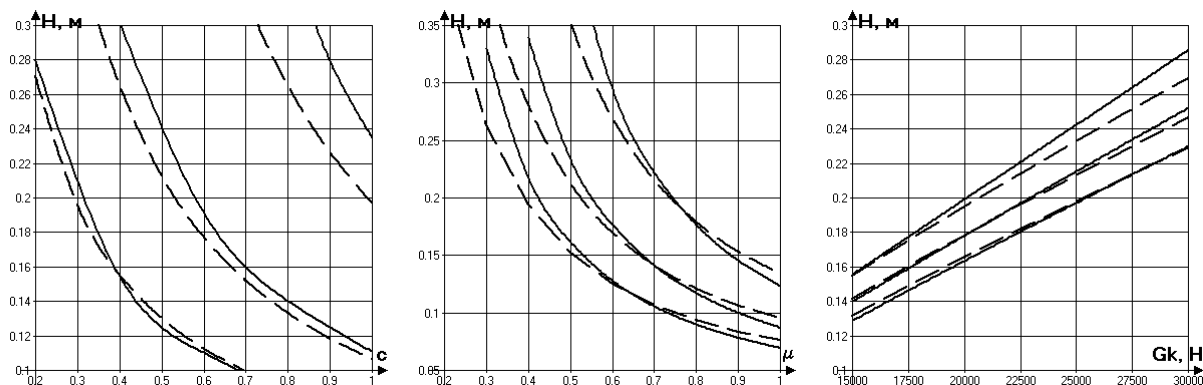


Рисунок 2 – Влияние различных параметров на изменение глубины колеи: сплошная линия – формулы (3), (4); штриховая линия – формула (6)

На среднем графике (рисунок 2) показано, как сказывается изменение параметра деформации грунта μ на глубину колеи H (нижний пучок кривых – при $c = 0,7$; средний пучок кривых – при $c = 0,5$; верхний пучок кривых – при $c = 0,3$).

На правом графике (рисунок 2) показано, как скажется изменение радиуса колеса r (нижний пучок кривых – при $r = 0,6$ м; средний пучок кривых – при $r = 0,5$ м; верхний пучок кривых – при $r = 0,4$ м) на величину глубины колеи ($c = 0,27$; $\mu = 0,75$).

Корректность использования вышеприведенных формул определения глубины колеи применительно к эластичному колесу решающим образом зависит от величины принимаемого «эквивалентного радиуса» колеса. Каких-либо общепризнанных рекомендаций по этому поводу пока не выработано. Поэтому на практике для расчетных исследований нередко принимают различные упрощенные формы поверхности эластичного колеса в зоне контакта с грунтом, в той или иной мере отвечающие действительности.

Рассмотрим расчетную схему взаимодействия эластичного колеса с грунтом (рисунок 3), полагая, что линия контакта описывается зависимостью $r = f(\theta)$, где: r – длина радиус-вектора, проведённого из точки O к некоторой точке поверхности колеса, а θ – полярный угол.

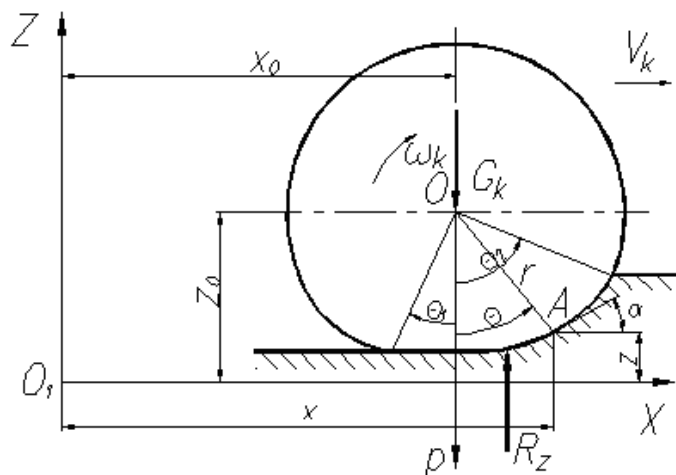


Рисунок 3 – Расчетная схема качения эластичного колеса по деформируемому грунту

Если в прямоугольной системе координат XO_1Z (рисунок 3) обозначить координаты центра колеса O как x_0 и z_0 , то можно установить зависимость между координатами произвольно выбранной точки A поверхности колеса в полярной и прямоугольной системах коор-

динат:

$$x = x_0 + r \cdot \sin \theta, \quad (7)$$

$$z = z_0 - r \cdot \cos \theta. \quad (8)$$

Длина элементарного участка dS , середина которого имеет координаты r и θ , равна:

$$dS^2 = dx^2 + dz^2. \quad (9)$$

Определяя дифференциалы dx и dz из уравнений (7), (8), после преобразований получим выражения для длины элементарного участка и угла его наклона к горизонтали в виде:

$$dS = d\theta \cdot \sqrt{r^2 + \left(\frac{dr}{d\theta}\right)^2}, \quad \operatorname{tg} \alpha = \frac{dz}{dx} = \frac{r \cdot \sin \theta - \frac{dr}{d\theta} \cdot \cos \theta}{\frac{dr}{d\theta} \cdot \sin \theta + r \cdot \cos \theta}. \quad (10)$$

Тогда угол ε между нормалью к поверхности колеса и радиус-вектором будет равен:

$$\varepsilon = \theta - \alpha = \operatorname{arctg} \frac{dr}{r \cdot d\theta}. \quad (11)$$

Из рисунка 3 находим угол погружения колеса в грунт θ_2 :

$$\theta_2 = \arccos \left(\frac{r_0 - h_z - H}{r_0} \right), \quad (12)$$

где: h_z – прогиб шины;

r_0 – радиус колеса вне зоны контакта с грунтом.

Заднюю часть контакта колеса с грунтом обычно считают плоской. Из рисунка 3 находим длину плоской зоны контакта и угол ее границы:

$$l_0 = \sqrt{r_0^2 - (r_0 - h_z)^2} \approx \sqrt{2 \cdot r_0 \cdot h_z}, \quad \theta_1 = -\arccos \left(\frac{r_0 - h_z}{r_0} \right). \quad (13)$$

Радиальная жесткость шины, согласно ее определению, равна:

$$c_r = G_k / h_z. \quad (14)$$

Экспериментально установлено, что основным фактором, оказывающим влияние на ее изменение, является внутреннее давление воздуха в шине и эта зависимость с достаточной для практических целей точностью аппроксимируется уравнением регрессии:

$$c_r = K_1 \cdot \operatorname{th} [K_2 \cdot (K_3 + p_w)]. \quad (15)$$

Коэффициенты уравнения регрессии K_1 , K_2 и K_3 по отечественным шинам регулируемого давления берутся из таблиц.

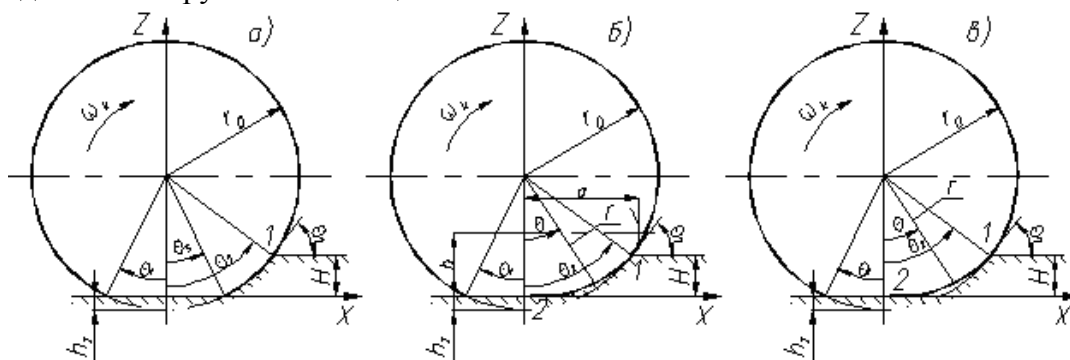


Рисунок 4 – Расчетные формы контакта эластичного колеса с грунтом

Рассмотрим некоторые из предлагаемых наиболее распространенных зависимостей для описания передней части линии контакта колеса с грунтом, полагая, что конфигурация шины не зависит от режима качения колеса, а вне зоны контакта с грунтом радиус колеса постоя-

нен и равен r_0 (рисунок 4).

Для математического описания формы линии контакта необходимо найти зависимость $r = f(\theta)$, а для определения глубины колеи необходимо также знание зависимости $\varepsilon = f(\theta)$.

А. Форма колеса, взаимодействующего с грунтом, отображается в виде усеченного круга (рисунок 4а).

В этом случае длина плоской зоны контакта равна $2 \cdot l_0$, а ее передняя граница имеет координату θ_3 , равную:

$$\theta_3 = |\theta_1| = \arccos\left(\frac{r_0 - h_z}{r_0}\right). \quad (16)$$

Нетрудно видеть (рисунок 4а), что в пределах границ плоской зоны контакта, т.е. от θ_1 до θ_3 имеем:

$$r = \frac{r_0 - h_z}{\cos \theta}, \quad \frac{dr}{d\theta} = \frac{(r_0 - h_z) \cdot \sin \theta}{\cos^2 \theta}; \quad \varepsilon = \theta. \quad (17)$$

В интервале от θ_3 до θ_2 зависимости $r = f(\theta)$ и $\frac{dr}{d\theta} = f(\theta)$ будут такими же, как для жесткого колеса, а именно:

$$r = r_0; \quad \frac{dr}{d\theta} = 0; \quad \varepsilon = 0 \quad (18)$$

При подкупающей простоте подобной расчетной схемы приходится отметить, что симметричная относительно вертикали форма колеса реально не может иметь места, поскольку сопротивление грунта воздействует на колесо только с одной (передней) стороны, т.е. силовое нагружение колеса несимметрично.

Б. Форма линии контакта колеса с грунтом между точками 1 и 2 описывается уравнением эллипса (рисунок 4б).

Определим параметры уравнения эллипса, вписанного в контур деформированного колеса, исходя из того, что в точке начала контакта колеса с грунтом 1 касательные к окружности колеса и эллипсу совпадают, а в точке 2 касательная к эллипсу горизонтальна. Запишем общее уравнение такого эллипса:

$$\frac{x^2}{a^2} + \frac{(z - b)^2}{b^2} = 1. \quad (19)$$

Определим полуоси эллипса a и b , используя значения углов наклона касательных в точках 1 и 2. Опуская математические преобразования, приводим конечные формулы:

$$a = \sqrt{r_0 \cdot \cos \theta_2} \cdot \frac{(r_0 \cdot \sin \theta_2 \cdot \operatorname{tg} \theta_2 - H)}{\sqrt{(r_0 \cdot \sin \theta_2 \cdot \operatorname{tg} \theta_2 - 2 \cdot H)}}, \quad (20)$$

$$b = H \cdot \frac{r_0 \cdot \sin \theta_2 - H \cdot \cos \theta_2}{r_0 \cdot \sin \theta_2 - 2 \cdot H \cdot \cos \theta_2}. \quad (21)$$

Соединив произвольную точку на линии контакта с центром колеса, получим из очевидных геометрических построений зависимость $r = f(\theta)$ в виде:

$$r = a \cdot \frac{a \cdot (r_0 - h_z - b) + b \cdot \sqrt{a^2 - \operatorname{tg}^2 \theta \cdot (r_0 - h_z)(r_0 - h_z - 2 \cdot b)}}{(a^2 \cdot \cos \theta + b^2 \cdot \sin \theta \cdot \operatorname{tg} \theta)}. \quad (22)$$

После преобразований получаем выражение для угла ε между касательной к поверхности колеса и перпендикуляром к радиусу, проведенному в точку касания:

$$\varepsilon = \arctg \left(\frac{a \cdot \operatorname{tg} \theta \cdot \sqrt{a^2 - r^2 \cdot \sin^2 \theta} - b \cdot r \cdot \sin \theta}{a \cdot \sqrt{a^2 - r^2 \cdot \sin^2 \theta} + b \cdot r \cdot \sin \theta \cdot \operatorname{tg} \theta} \right). \quad (23)$$

В плоской зоне контакта с границами $\theta_3 = 0$ и θ_1 зависимости $r = f(\theta)$ и $\varepsilon = f(\theta)$ описываются выражениями (17).

В. Форма линии контакта колеса с грунтом между точками 1 и 2 описывается полиномом третьей степени (рисунок 4в).

Линию контакта колеса с грунтом в зоне от $\theta = 0$ до $\theta = \theta_2$ аппроксимируем полиномом третьей степени:

$$r = a \cdot \theta^3 + b \cdot \theta^2 + d \cdot \theta + e, \quad (24)$$

где коэффициенты a, b, d, e определим из начальных условий:

$$\text{при } \theta = 0 \quad r = r_0 - h_z; \quad \frac{dr}{d\theta} = 0; \quad \text{при } \theta = \theta_2 \quad r = r_0; \quad \frac{dr}{d\theta} = 0.$$

После проведения математических преобразований получаем зависимость $r = f(\theta)$ в виде:

$$r = r_0 - h_z \cdot \left[1 - \left(\frac{\theta}{\theta_2} \right)^2 \cdot \left(3 - 2 \cdot \frac{\theta}{\theta_2} \right) \right] = r_0 \cdot \left[1 - \frac{h_z}{r_0} + \frac{h_z}{r_0} \cdot \left(\frac{\theta}{\theta_2} \right)^2 \cdot \left(3 - 2 \cdot \frac{\theta}{\theta_2} \right) \right], \quad (25)$$

а выражение для зависимости $\varepsilon = f(\theta)$ будет следующим:

$$\operatorname{tg} \varepsilon = \arctg \left\{ \frac{6 \cdot \frac{h_z}{r_0} \cdot \left(\frac{\theta}{\theta_2} \right) \cdot \left(1 - \frac{\theta}{\theta_2} \right)}{\theta_2 \cdot \left[1 - \frac{h_z}{r_0} + \frac{h_z}{r_0} \cdot \left(\frac{\theta}{\theta_2} \right)^2 \cdot \left(3 - 2 \cdot \frac{\theta}{\theta_2} \right) \right]} \right\}. \quad (26)$$

В плоской зоне контакта с границами $\theta_3 = 0$ и θ_1 зависимости $r = f(\theta)$ и $\varepsilon = f(\theta)$ описываются выражениями (17).

Определение глубины колеи после прохода эластичного колеса при заданной вертикальной нагрузке на колесо.

Полагая, что давление в плоской зоне контакта колеса с опорной поверхностью одинаково по всей его площади, и используя соотношения (13), (14), получаем зависимость давления в плоской зоне контакта колеса с опорной поверхностью от прогиба шины:

$$q_k = \frac{P_z}{l_0 \cdot B} = \frac{c_r}{B \cdot 2 \cdot \sqrt{2}} \cdot \sqrt{\frac{h_z}{r_0}}. \quad (27)$$

Тогда вертикальная составляющая элементарной силы dF , воспринимаемая элементарной площадкой $dS_{пл}$ шириной dB в плоской зоне контакта, определяется из выражения:

$$dF_{z \text{ пл}} = q_k \cdot dS_{пл} = \frac{c_r}{B \cdot 2 \cdot \sqrt{2}} \cdot \sqrt{\frac{h_z}{r_0}} \cdot \frac{r_0 - h_z}{\cos^2 \theta} \cdot d\theta. \quad (28)$$

Определяя вертикальную составляющую элементарной силы dF , воспринимаемую элементарной площадкой dS шириной dB на криволинейном участке контакта колеса с грунтом и наклоненной под углом α к горизонтали, принимаем во внимание, что глубина погружения этой площадки в грунт равна:

$$h = r \cdot \cos \theta - r_0 \cdot \cos \theta_2. \quad (29)$$

Тогда, с учетом выражений (2), получаем:

$$dF_{z \text{ кр}} = c \cdot r \cdot (r \cdot \cos \theta - r_0 \cdot \cos \theta_2)^\mu \cdot \frac{\cos(\theta - \varepsilon)}{\cos \varepsilon} \cdot d\theta. \quad (30)$$

Таким образом, вертикальная реакция со стороны грунта, действующая на эластичное колесо элементарной шириной dB , будет равна:

$$R_z = \int_{\theta_1}^{\theta_3} dF_{z \text{ пл}} + \int_{\theta_3}^{\theta_2} dF_{z \text{ кр}}, \quad (31)$$

или:

$$R_z = \frac{c_r}{B \cdot 2 \cdot \sqrt{2}} \cdot \int_{\theta_1}^{\theta_3} \sqrt{\frac{h_z}{r_0}} \cdot \frac{r_0 - h_z}{\cos^2 \theta} \cdot d\theta + c \cdot \int_{\theta_3}^{\theta_2} r \cdot (r \cdot \cos \theta - r_0 \cdot \cos \theta_2)^\mu \cdot \frac{\cos(\theta - \varepsilon)}{\cos \varepsilon} \cdot d\theta. \quad (32)$$

Предел интегрирования θ_1 определится из зависимости:

$$dS_{\text{пл}} = \frac{r_0 - h_z}{\cos^2 \theta} \cdot d\theta. \quad (33)$$

Предел интегрирования θ_3 , обозначающий угловую границу между плоским и криволинейным участками контакта колеса с грунтом, для всех расчетных форм погруженной в грунт части колеса принимаем равным $\theta_3 = 0$. Исключением является расчетная схема колеса в виде усеченного круга, для которой $\theta_3 = -\theta_1$. Кроме того, для этой формы колеса $r = r_0$ и $\varepsilon = 0$. Следовательно, для расчетной схемы колеса в виде усеченного круга выражение (26) примет вид:

$$R_z = \frac{c_r}{B \cdot 2 \cdot \sqrt{2}} \cdot \int_{\theta_1}^{-\theta_1} \sqrt{\frac{h_z}{r_0}} \cdot \frac{r_0 - h_z}{\cos^2 \theta} \cdot d\theta + c \cdot r_0^{\mu+1} \cdot \int_{-\theta_1}^{\theta_2} (\cos \theta - \cos \theta_2)^\mu \cdot \cos \theta \cdot d\theta. \quad (34)$$

Предел интегрирования θ_2 находим, используя связь между деформационными характеристиками колеса и грунта в плоской зоне контакта, которая вытекает из равенства $q_k = q$, где q_k определяется из соотношения (23), а q определяется по выражению (14).

На основании вышеизложенного θ_2 равен:

$$\frac{c_r}{B \cdot 2 \cdot \sqrt{2}} \cdot \sqrt{\frac{h_z}{r_0}} = c \cdot H^\mu. \quad (35)$$

Отсюда зависимость глубины колеи H от относительного прогиба шины h_z/r_0 будет следующей:

$$H = \left(\frac{c_r}{c \cdot B \cdot 2 \cdot \sqrt{2}} \cdot \sqrt{\frac{h_z}{r_0}} \right)^{\frac{1}{\mu}}. \quad (36)$$

Учитывая выражение (1), находим предел интегрирования θ_2 как функцию от h_z :

$$\theta_2 = \arccos \left[1 - \frac{h_z}{r_0} - \frac{1}{r_0} \cdot \left(\frac{c_r}{c \cdot B \cdot 2 \cdot \sqrt{2}} \cdot \sqrt{\frac{h_z}{r_0}} \right)^{\frac{1}{\mu}} \right]. \quad (37)$$

Таким образом, выражения (28), (29) в завуалированном виде представляют собой зависимость $R_z = f(h_z)$. Поскольку вертикальная нагрузка на колесо G_k предполагается за-

данной и равной R_z , то путем решения интегрального уравнения (28) или (29), в зависимости от формы погруженной в грунт части колеса, определяется прогиб шины h_z и, следовательно, все остальные параметры качения колеса, включая глубину колеи H по выражению (36).

На рисунке 5 представлено изменение расчетной глубины колеи от нагрузки на колесо при различной форме контакта колеса с грунтом.

Верхний пучок кривых соответствует радиальной жесткости шины $c_r = 4 \cdot 10^5 \text{ Н/м}$, а нижний - $c_r = 2 \cdot 10^5 \text{ Н/м}$.

Из рассмотрения рисунка 5 для приближенной оценки глубины колеи достаточно ограничиться какой-либо одной расчетной схемой формы колеса.

Выводы

Таким образом, решение задачи определения величины глубины колеи для шин с низким давлением достаточно корректно описывается формой контакта в виде усеченного круга и является наиболее приемлемой для аналитических расчетов.

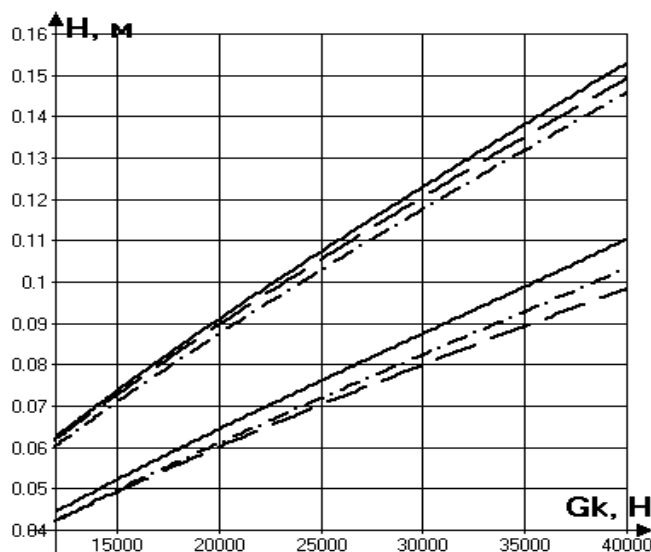


Рисунок 5 – Расчетная зависимость глубины колеи H от нагрузки на колесо G_k ($c = 0,27$; $\mu = 0,75$; $r_0 = 0,5 \text{ м}$; $B = 0,3 \text{ м}$) при различной форме погруженной в грунт части колеса: эллипс (сплошная линия); полином (штриховая линия); усеченный круг (штрихпунктирная линия)

Литература

1. Пирковский Ю.В., Шухман С.Б. Теория движения полноприводного автомобиля. Прикладные вопросы оптимизации конструкции шасси. М., 2001.-230 с.
2. Соловьев В.И. К вопросу об определении потерь мощности при качении эластичного колеса. Труды НАМИ «Автомобили и двигатели», вып. 230, М., 2002, с. 128-137.

Прогнозирование остаточного ресурса конструкций и деталей машин

к.т.н. Стародубцева С.А., д.т.н. Гусев А.С.
 Университет машиностроения, МГТУ им. Н.Э.Баумана

Аннотация. Предложены эффективные методы решения задачи о прогнозировании остаточного ресурса по статистической информации об отказах и по расчетным моделям накопления повреждений.

Ключевые слова: методы прогнозирования остаточного ресурса, статистическая информация об отказах, расчетным моделям накопления повреждений

Такая задача обычно возникает в ситуациях, когда по предварительным экспертным или расчетным оценкам или по ряду диагностических признаков выявляется, что ресурс объекта близок к исчерпанию, а продление срока его эксплуатации на некоторое время может дать значительный экономический эффект. При этом имеется в виду, что в расчетных моделях по оценке ресурса учитывают только наиболее нагруженные режимы работы и принимают минимальные прочностные характеристики материалов. Кроме того, такие расчеты часто носят лишь сравнительный характер, и поэтому действительное техническое состояние объекта на данный момент времени эксплуатации может значительно отличаться от расчетного.

Прогнозирование остаточного ресурса можно осуществить только для конкретных объектов по их индивидуальному техническому состоянию. При этом понятие «техническое состояние» может трактоваться в широком смысле – от факта того, что на данный момент времени отказа не произошло (хотя он и мог бы произойти, если судить по имеющимся статистическим данным), до установления детализированного действительного технического состояния объекта, определяемого по большому числу диагностических признаков.

Рассмотрим наиболее типичные ситуации и расчетные модели по прогнозированию остаточного ресурса.

1. Прогнозирование остаточного ресурса по статистической информации об отказах

Пусть имеется информация о ресурсе в виде плотности $f(t)$ и интегральной функции $F(t)$ распределения вероятностей или функции $P(t) = 1 - F(t)$ для времени t безотказной работы, а о техническом состоянии объекта известно лишь то, что на данный момент времени t_* отказа не произошло. Требуется установить закон распределения вероятностей остаточного ресурса T , отсчет которого производится от момента времени $t = t_*$ (рисунок 1).

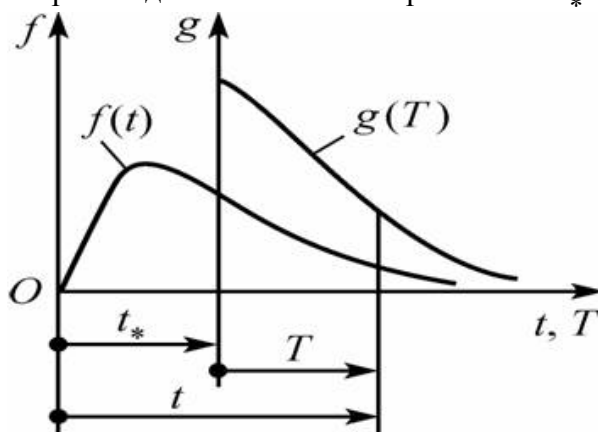


Рисунок 1

Поскольку вероятность безотказной работы в течение времени $(t_* + T)$ равна произведению вероятности такой работы на интервале времени T (при условии, что уже отработано время t_*), и вероятности такой работы за время t_* , то

$$P(t_* + T) = P(T/t_*) \cdot P(t_*). \quad (1)$$

Определив $\gamma\%$ -ный остаточный ресурс T_γ как решение уравнения $P(T_\gamma/t_*) = \gamma$, получаем уравнение для определения величины T_γ :

$$\gamma = \frac{P(t_* + T_\gamma)}{P(t_*)}. \quad (2)$$

Этот результат также можно получить следующим образом. Поскольку плотность распределения вероятностей остаточного ресурса можно представить в виде (см. рисунок 1)

$$g(T) = c \cdot f(t_* + T), \quad (3)$$

где, если коэффициент нормировки $c = \frac{1}{\int_0^\infty f(t_* + T) dT} = \frac{1}{P(t_*)}$,

то

$$g(T) = \frac{f(t_* + T)}{P(t_*)}. \quad (4)$$

Интегрируя (4) по T в пределах от T_γ до ∞ , приходим к соотношению (2).

В соответствии с (4) интегральная функция распределения вероятностей остаточного ресурса определяется по формуле:

$$G(T) = \frac{1}{P(t_*)} \cdot \int_0^T f(t_* + T) dT = \frac{F(t_* + T) - F(t_*)}{P(t_*)}. \quad (5)$$

Остаточный $\gamma\%$ -ный ресурс можно найти из равенства

$$\gamma = 1 - G(T_\gamma), \quad (6)$$

которое с учетом (5) принимает вид соотношения (2).

Тогда ожидаемое значение остаточного ресурса определяется как:

$$\langle T \rangle = \frac{1}{P(t_*)} \cdot \int_0^\infty T dF(T + t_*) = \int_0^\infty P(T) dT.$$

Рассмотрим примеры расчета остаточного ресурса.

Пример 1

Пусть рассеивание времени безотказной работы отсутствует и отказ происходит точно в момент времени t_0 . Тогда:

$$f(t) = \delta \cdot (t - t_0),$$

где: $\delta(\cdot)$ – дельта-функция.

Подставив это выражение в (4), получаем плотность распределения вероятностей остаточного ресурса в виде:

$$g(T) = \delta\{T - (t_0 - t_*)\},$$

т.е. в рассматриваемом случае остаточный ресурс $T = t_0 - t_*$, что и следовало ожидать.

Пример 2

Пусть время безотказной работы описывается законом Вейбулла с плотностью распределения вероятностей:

$$f(t) = \frac{b}{t_0^b} \cdot t^{b-1} \cdot \exp\left\{-\left(\frac{t}{t_0}\right)^b\right\}, \quad (7)$$

интегральной функцией распределения вероятностей:

$$F(t) = 1 - \exp\left\{-\left(\frac{t}{t_0}\right)^b\right\} \quad (8)$$

и функцией надежности:

$$P(t) = \exp\left\{-\left(\frac{t}{t_0}\right)^b\right\}, \quad (9)$$

где: b и t_0 – параметры.

Требуется оценить остаточный ресурс T при условии, что объект уже отработал время t_* .

Подставив выражения (7) – (9) в (4) и (5), определяем плотность и интегральную функцию распределения вероятностей остаточного ресурса:

$$g(T) = \frac{b}{t_0^b} \cdot (t_* + T)^{b-1} \cdot \exp\left\{-\frac{(t_* + T)^b - t_*^b}{t_0^b}\right\}; \quad (10)$$

$$G(T) = 1 - \exp\left\{-\frac{(t_* + T)^b - t_*^b}{t_0^b}\right\}. \quad (11)$$

Из соотношения (2) для рассматриваемого случая находим γ %-ный остаточный ресурс:

$$T_\gamma = t_0 \cdot \left[\left(\frac{t_*}{t_0} \right)^b - \ln \gamma \right]^{1/b} - t_*. \quad (12)$$

Необходимо отметить, что при $b = 1$ (в случае экспоненциального закона распределения вероятностей ресурса) остаточный ресурс не зависит от предварительной наработки t_* . Этот случай является полной противоположностью описанной в примере 1 ситуации. В связи с этим следует отметить, что рассеивание времени безотказной работы при гауссовых стационарных процессах нагружения описывается экспоненциальным законом распределения вероятностей. Это приводит к выводу, что для таких процессов (если надежность определяется по внезапным отказам) время предварительной наработки не влияет на надежность последующего функционирования системы.

2. Прогнозирование остаточного ресурса по расчетным моделям накопления повреждений

В изложенном выше подходе к прогнозированию остаточного ресурса закон распределения вероятностей времени безотказной работы считался заданным. Рассмотрим ситуацию, когда этот закон необходимо найти на стадии проектирования и расчета. Для решения такой задачи можно использовать различные модели, отражающие изменение параметров технического состояния в результате постепенного накопления усталостных повреждений. С помощью этих моделей могут быть описаны такие физические процессы, как износ, коррозия и т.п., приводящие к отказам. Рассмотрим в качестве примера простейшую линейную случайную веерную функцию изменения технического состояния (рисунок 2) вида:

$$x = k \cdot t, \quad (13)$$

где скорость k изменения показателя технического состояния x является случайной величиной с заданной функцией распределения вероятностей $F_k(k)$.

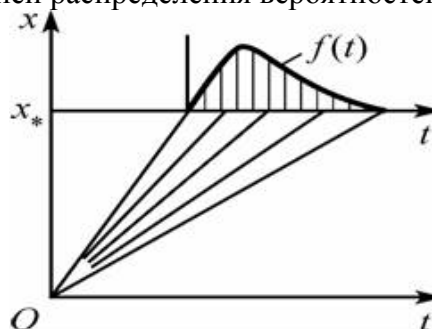


Рисунок 2

Отметим, что к виду (13) можно привести ряд нелинейных функций. Так, функции $y = a + bz^k$ приводятся к виду (13) путем введения новых переменных:

$$x = \lg \frac{(y-a)}{b}; \quad t = \lg z.$$

Полагая, что отказ происходит в момент достижения процессом $x(t)$ предельно допустимого уровня x_* , для определения ресурса получаем выражение

$$t = \frac{x_*}{k}, \quad (14)$$

из которого следует, что ресурс является функцией случайного параметра k .

В соответствии с методами определения закона распределения вероятностей функции случайного аргумента функцию распределения вероятностей времени безотказной работы можно найти по функции $F_k(k)$:

$$F(t) = 1 - F_k\left(\frac{x_*}{t}\right). \quad (15)$$

В случае, когда величина k описывается законом распределения вероятностей Вейбулла с функцией

$$F_k(k) = 1 - \exp\left\{-\left(\frac{k}{k_0}\right)^b\right\}, \quad (16)$$

где: k и b – параметры,

$$F(t) = \exp\left\{-\left(\frac{t_0}{t}\right)^b\right\}, \quad (17)$$

где: $t_0 = x_0/k_0$.

Пусть t_* – время предварительной наработки. Тогда, подставив выражение (17) в (2), определяем $\gamma\%$ -ный остаточный ресурс:

$$T_\gamma = \frac{t_0}{c} - t_*, \quad (18)$$

$$\text{где: } c = \left\{ \ln \frac{1}{1 - \gamma \cdot \left[1 - \exp\left(-\frac{x_0}{t_* \cdot k_0}\right)^b \right]} \right\}^{1/b}.$$

Если функция (13) описывает процесс накопления усталостных повреждений, параметр k представляет собой скорость накопления усталостных повреждений можно определить как

$$k = \frac{1}{\bar{t} \cdot N_0} \cdot \left(\frac{\sigma_a + \psi \cdot \sigma_m}{\sigma_{-1}} \right)^m, \quad (19)$$

где: N_0 , ψ , σ_{-1} , m – параметры поверхности усталости; σ_a , σ_m – амплитудные и средние напряжения циклов; \bar{t} – средний интервал времени между нагружениями.

Вероятностные характеристики параметра k зависят от случайных величин, входящих в соотношение (19); они могут быть найдены как вероятностные характеристики функции со случайными аргументами.

В рамках описанной модели также можно рассмотреть случай, когда опасный уровень повреждения характеризуется статистическим рассеиванием и (или) со временем изменяется (например, уменьшается вследствие старения материала или влияния других подобных факторов). Если этот уровень является случайным и описывается плотностью распределения вероятностей $f(x_*)$, соотношение типа (18) следует рассматривать как условное выражение, получаемое при фиксированных значениях x_* . Переходя к безусловным величинам, получим

$$T_\gamma = \int_{-\infty}^{\infty} T_\gamma(x_*) \cdot f(x_*) \cdot dx_*. \quad (20)$$

Таким образом, $\gamma\%$ -ный ресурс может быть определен с учетом накопления усталост-

Литература

1. Болотин В.В. Ресурс машин и конструкций. – М.: Машиностроение, 1990.
2. Гусев А.С., Карунин А. Л., Крамской Н.А., Стародубцева С.А. Надежность механических систем и конструкций при случайных воздействиях. – М.: МГТУ МАМИ, 2001.
3. Светлицкий В.А. Статистическая механика и теория надежности. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002.
4. Гусев А.С. Вероятностные методы в механике машин и конструкций. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2009.

Анализ конструкций, обеспечивающих максимальную термодинамическую эффективность поршневых двигателей

к.т.н. доц. Хрипач Н.А., к.т.н. Лежнев Л.Ю., к.т.н. Папкин Б.А., Шустров Ф.А.,
Татарников А.П., Тингаев Н.В.
Университет машиностроения
8(495)223-05-23 доб. 1019, borispapkin@yandex.ru

Аннотация. В статье проводится анализ различных концепций бензиновых двигателей внутреннего сгорания с продолженным расширением рабочего тела, применяемых для улучшения экономических и экологических показателей. Рассматривается классическая концепция цикла Аткинсона, схема Отто-Аткинсона и Аткинсона-Миллера а также рассмотрены меры для улучшения процесса сгорания.

Ключевые слова: двигатель внутреннего сгорания, цикл с продолженным расширением рабочего тела, цикл Аткинсона, улучшение процесса сгорания

Одним из перспективных направлений улучшения основных показателей автомобильных бензиновых двигателей, особенно экономических и экологических, является оптимизация рабочего процесса за счет применения цикла с продолженным расширением рабочего тела.

Впервые такой цикл был реализован в дифференциальном газовом двигателе Дж. Аткинсона в 1884 году [1], эскиз которого показан на рисунке 1. Двигатель Аткинсона не получил однако широкого распространения из-за сложной кинематической схемы силового механизма и пониженных энергетических показателей по сравнению с обычным двигателем сопоставимых размеров, работающим по классическому циклу Отто (с подводом тепла при постоянном объеме).

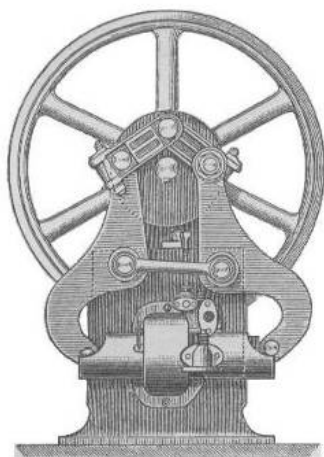


Рисунок 1 - Дифференциальный газовый двигатель Аткинсона: $D = 148$ мм; $S = 88$ мм на такте сжатия и 160 мм на такте расширения; $P_e = 4,15$ кг/см²

Позже, в 1947 году Р. Миллер предложил другой путь реализации цикла с продолжен-

ным расширением – за счет задержки закрытия впускного клапана, наддува и промежуточного охлаждения сжатого воздуха [2]. Он использовал позднее закрытие впускного клапана для уменьшения эффективной степени сжатия ϵ_c (делая ее заметно меньше геометрической степени сжатия), чтобы устранить повышенную склонность двигателя к детонации при наддуве. При этом для достижения высокой топливной экономичности использовалась высокая степень расширения ϵ_p , поскольку термический КПД двигателя определяется, вообще говоря, не степенью сжатия, а степенью расширения рабочего тела [3, 4], которая в обычном двигателе, как правило, равна степени сжатия.

В последние годы, в связи с разработкой технологий регулируемого клапанного привода [5] регулируемой степени сжатия [6], а также гибридных энергетических установок [7] снова возрождается интерес к концепции бензинового двигателя с продолженным расширением. Использование механизмов регулирования движения клапанов и/или степени сжатия представляет благоприятные возможности для реализации разных концепций двигателя с продолженным расширением рабочего тела. Настоящая работа проведена при финансовой поддержке Министерства образования и науки Российской Федерации и посвящена анализу некоторых современных концепций двигателей с продолженным расширением с целью выбора наиболее приемлемой для реализации в серийных двигателях.

1. Классическая концепция

Классический подход осуществления цикла с продолженным расширением в поршневом двигателе заключается в применении специального механизма преобразования движения между коленчатым валом и поршнем, который позволяет иметь более продолжительные такты расширения и выпуска по сравнению с тактами впуска и сжатия. Впервые такая схема была реализована Дж. Аткинсоном.

Модифицированная схема Аткинсона применена университетом г. Калгари (Канада) на экспериментальном одноцилиндровом двигателе, построенном на базе двигателя Honda GX160K1 рабочим объемом 163 см³, D x S = 68 x 45 мм, со степенью сжатия 8,5 и воздушным охлаждением [8]. Эскиз двигателя показан на рисунке 2. В экспериментальном двигателе использован ряд компонентов серийного двигателя, в том числе поршни, распределительный вал, толкатели, клапаны, головка цилиндров.

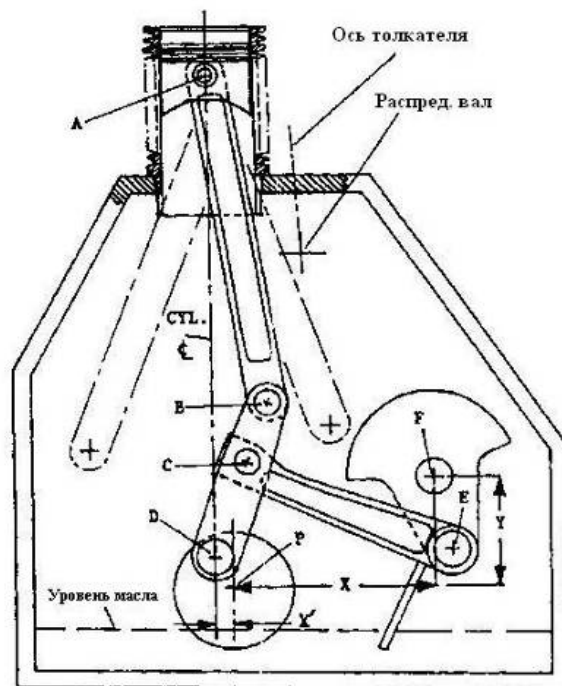


Рисунок 2 - Эскиз опытного двигателя университета Калгари с продолженным расширением

Распределительный вал приводится от коленчатого вала цепью с передаточным отношением 1:1, так как двигатель с продолженным расширением совершает четырехтактный

цикл за один оборот коленчатого вала. Нижняя часть серийного двигателя изменена для адаптации рычажного механизма преобразования движения. В отличие от классического двигателя Аткинсона отношение степени расширения к степени сжатия $\sigma = \varepsilon_p / \varepsilon_c$ можно изменять поворотом эксцентрика D на 40 градусов. Это обеспечивает изменение степени продолженного расширения σ от 1,0 до 1,9, а эффективной степени сжатия – от 6,85 до 13,02. Диаграмма, приведенная на рисунке 3, дает представление о законе движения поршня при разной степени продолженного расширения σ .

Потенциал этой концепции был изучен в большей степени теоретически, чем экспериментально. Расчетный анализ, в частности, показал, что по сравнению с обычным двигателем экспериментальный обеспечивает снижение расхода топлива на 21-24% на малых нагрузках и до 10% на средних нагрузках. Эффект достигнут благодаря устранению дроссельных потерь на частичных нагрузках, снижению (на 10%) потерь на трение и повышению термического КПД. Энергетические показатели двигателя не оценивались. Предсказанное расчетами снижение потерь на трение и снижение расхода топлива (на холостом ходу) подтверждено стендовыми испытаниями двигателя.

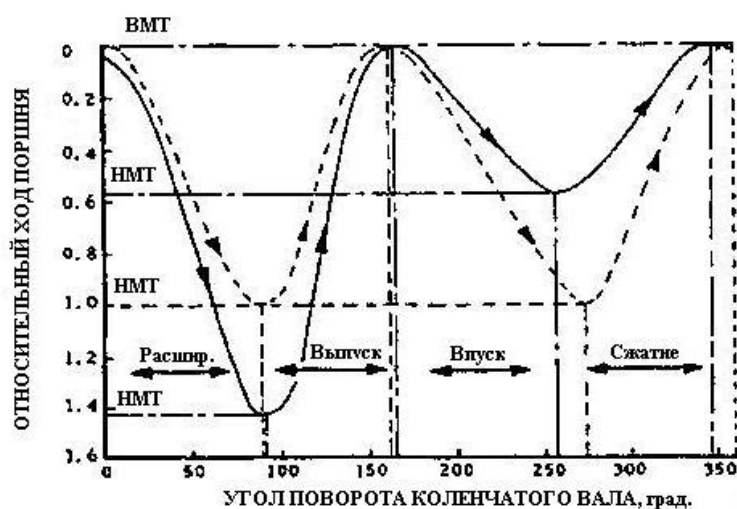


Рисунок 3 - Закон движения поршня опытного двигателя университета Калгари с продолженным расширением: - - - - $\sigma = 1,0$; - - - - - $\sigma = 2,2$; угол поворота 0 град. соответствует концу сжатия - началу расширения

С другой стороны, принятая кинематическая схема механизма преобразования движения увеличила на 30-64% инерционную нагрузку на поршень, а также усложнила балансировку механизма преобразования по сравнению с обычным кривошипно-шатунным механизмом.

В целом реализация классической концепции в современном двигателе остается проблематичной из-за повышенной инерционности механизма регулирования степени сжатия/расширения и проблем его производственной совместимости с выпускаемыми сегодня обычными двигателями.

2. Схема Отто-Аткинсона

Другая концепция двигателя с продолженным расширением, условно названная схемой Отто-Аткинсона, исследовалась теоретически и экспериментально компанией «Форд» [9]. Двигатель работает по обычному циклу Отто на полной нагрузке для обеспечения высоких энергетических показателей и по циклу Аткинсона на частичных нагрузках для уменьшения расхода топлива. При работе по циклу Аткинсона степень расширения больше, чем степень сжатия. В экспериментальном двигателе это достигнуто за счет увеличения геометрической степени сжатия/расширения и применения позднего закрытия впускного клапана.

Основная идея этой схемы – улучшить топливную экономичность двигателя на частичных нагрузках не только за счет устранения потерь термического КПД, связанных в обычном

двигателе с применением неоптимальной степени сжатия/расширения, но и за счет устранения насосных потерь, связанных с дросселированием впуска.

Как известно, увеличение степени расширения (путем увеличения степени сжатия) позволяет повысить термический КПД, однако степень сжатия обычного бензинового двигателя приходится ограничивать, чтобы исключить детонацию при работе с полностью открытым дросселем [10]. В экспериментальном двигателе «Форд» с продолженным расширением, созданном на базе бензинового двигателя рабочим объемом 1,6 л, степень сжатия/расширения регулировалась поршнем с подвижным днищем в диапазоне от 9,3 до 16,0 в зависимости от нагрузки.

В двигателе были применены также распределительные валы с подвижными кулачками, чтобы контролировать нагрузку без дросселирования. Задержка закрытия впускного кулачка и открытия выпускного кулачка позволяли уменьшить насосные потери и увеличить уровень внутренней рециркуляции ОГ (и соответственно индикаторный КПД) благодаря разбавлению стехиометрической смеси. Максимальное смещение впускного кулачка достигало 80 град. поворота коленчатого вала (п.к.в.). Математическое моделирование экспериментального двигателя позволило выбрать оптимальную стратегию регулирования степени сжатия и фазирования кулачков и показало потенциальную возможность уменьшения удельного эффективного расхода топлива до 16% в диапазоне средних эффективных давлений от 2,0 до 5,5 бар.

Стендовые испытания экспериментального двигателя в диапазоне 1500-2500 мин⁻¹, работающего с теми же законами регулирования степени сжатия и фаз газораспределения, подтвердили прогнозируемое расчетами улучшение топливной экономичности, а также показали возможность значительного уменьшения выбросов NO_x и CO. Вместе с тем, отмечен рост выбросов CH на малых нагрузках на 55-58% из-за увеличения щелевых объемов камеры сгорания и повышения максимального давления цикла. Результаты экологических испытаний показаны на рисунке 4.

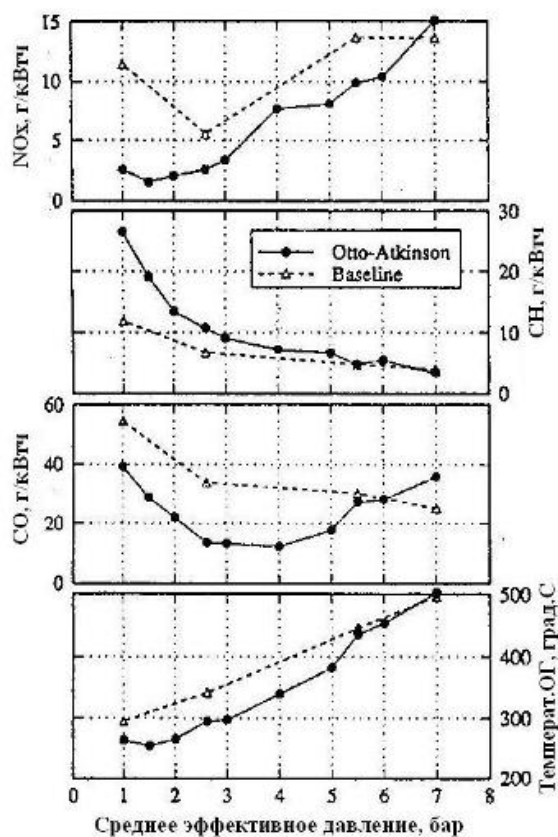


Рисунок 4 - Изменение выбросов CO, CH, NO_x и температуры ОГ по нагрузочной характеристике: ----- экспериментальный двигатель; - - - - базовый двигатель; n = 1500 мин⁻¹

Испытания показали также недостаточно быстрое для предотвращения детонации срабатывание поршня с регулируемой степенью сжатия. Полное перемещение его подвижной части под давлением масла (для понижения степени сжатия) осуществлялось за 0,92 с и увеличивалось до 1,0 с при уменьшении температуры моторного масла от 50 до 39 град. С. Это время является критическим для обеспечения надежной работы двигателя в составе автомобиля. По данным [11] оно не должно превышать 100 мс.

Аналогичная концепция исследовалась методами математического моделирования и экспериментально на 1-цилиндровом двигателе Индийским технологическим институтом [12]. Регулирование эффективной степени сжатия экспериментального двигателя при изменении фазы закрытия впускного клапана (ЗВпК) обеспечивалось заменой поршней. Регулирование фаз впуска осуществлялось вручную, путем изменения углового положения кулачков. Конструкция позволяла изменять фазу ЗВпК на 100 град. п.к.в от 35 до 135 град. п.к.в. после ВМТ. Более позднее закрытие впускного клапана было нежелательно, так как из-за уменьшения степени сжатия ухудшался процесс сгорания.

Исследования в основном подтвердили основные выводы, полученные в рассмотренной выше работе компании «Форд». Расчетами показана и экспериментально подтверждена возможность улучшения топливной экономичности двигателя до 14% (в варианте с $\varepsilon_p = 17,5$ и $\varepsilon_c = 8,0$) и до 22% (в варианте с $\varepsilon_p = 17,5$ и $\varepsilon_c = 7,0$) за счет реализации цикла с продолженным расширением рабочего тела.

Экспериментально было установлено, что эффективность цикла зависит от степени продолженного расширения $\sigma = \varepsilon_p / \varepsilon_c$, причем максимум эффективного КПД достигался при $\sigma = 1,5$. Дальнейшее увеличение степени продолженного расширения вело к заметному снижению эффективного КПД из-за роста относительных потерь на трение.

Испытания экспериментального двигателя подтвердили также уменьшение на 43% насосных потерь вследствие позднего закрытия впускного клапана и, в отличие от исследований «Форд», показали снижение выбросов СН на 35% при увеличении степени продолженного расширения. Вероятной причиной снижения выбросов называется увеличение продолжительности окисления несгоревших углеводородов в цилиндре.

3. Схема Аткинсона-Миллера

Необходимость регулирования геометрической степени сжатия/расширения с помощью специального механизма делает практическую реализацию классической концепции продолженного расширения, или схемы Отто-Аткинсона, в серийно выпускаемом двигателе проблематичной из-за отсутствия в настоящее время приемлемого (по быстродействию, надежности и другим факторам) механизма регулирования степени сжатия. Более реальной для применения в серийно выпускаемых двигателях является так называемая схема Миллера [13], или Аткинсона-Миллера [7], не требующая регулирования геометрической степени сжатия/расширения.

Примером успешной реализации этой концепции в серийном производстве является двигатель внутреннего сгорания 1NZ-FXE, входящий в состав гибридной энергетической установки автомобиля «Toyota Prius» [7]. Двигатель имеет рабочий объем 1,5 л и развивает мощность 42,7 кВт при 4000 мин⁻¹. Бездетонационную работу двигателя с геометрической степенью сжатия/расширения 13,5 обеспечивают позднее закрытие впускного клапана и компактная камера сгорания с наклонным вытеснителем. Регулирование фазы ЗВпК осуществляется мехатронной системой регулирования привода впускных клапанов VVT-i. Система регулирования позволяет снижать на больших нагрузках эффективную степень сжатия до 9,0 для предотвращения детонации, а на частичных нагрузках – уменьшать насосные потери для дополнительного улучшения расхода топлива.

В концепции Аткинсона-Миллера цикл с продолженным расширением обеспечивают сочетание позднего закрытия впускного клапана с высокой степенью расширения. В отличие от концепции Отто-Аткинсона геометрическая степень сжатия в схеме Аткинсона-Миллера не регулируется, что не позволяет поддерживать оптимальную величину эффективной степени сжатия при регулировании фазы ЗВпК. Это существенно упрощает конструкцию двига-

теля ценой некоторого ограничения потенциал цикла вследствие ухудшения процесса сгорания на режимах с низкой эффективной степенью сжатия.

Для устранения этого недостатка желательно предусмотреть меры, направленные на улучшение процесса сгорания. Один из возможных вариантов решения проблемы предложен компанией «AVL» [13]. На рисунке 5 показана принципиальная схема системы быстрого сгорания AVL CBR.

Для улучшения процесса сгорания и снижения расхода топлива в четырехклапанном двигателе AVL CBR применено:

- регулирование движения заряда в цилиндре с помощью вихревых заслонок, установленных между впускной трубой и головкой цилиндров;
- впускные каналы ассиметричной конструкции – тангенциальный и нейтральный.

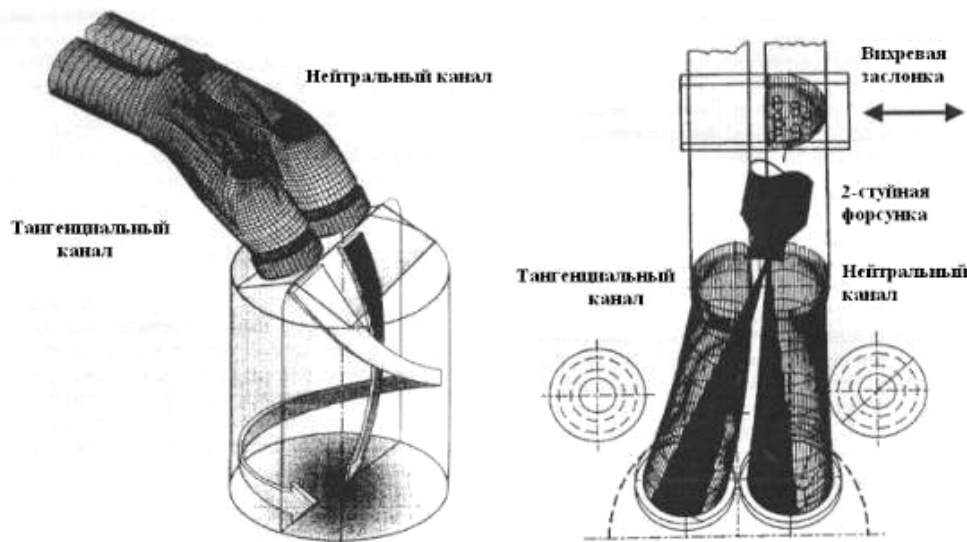


Рисунок 5 - Принципиальная схема системы сгорания AVL CBR

Дросселирование нейтрального канала на частичных нагрузках с помощью вихревой заслонки позволяет создавать в цилиндре интенсивный осевой вихрь, высокий уровень турбулентности в конце такта сжатия, очень быстрое сгорание и, в конечном счете, пониженные расход топлива и вредные выбросы. На полной нагрузке индивидуальные вихревые заслонки открываются. Это приводит к формированию радиально-осевого вихря умеренной интенсивности, благоприятного для предотвращения детонационного сгорания.

Комбинация цикла Миллера и системы быстрого сгорания AVL CBR обеспечивает дополнительное улучшение топливной экономичности и снижение вредных выбросов.

На частичных нагрузках впускной кулачок максимально смещают на ход сжатия и часть заряда вытесняется во впускную трубу, уменьшая наполнение цилиндра, поэтому двигатель может работать с меньшим дросселированием. На повышенных нагрузках впускной кулачок смещают в противоположную сторону для увеличения коэффициента наполнения.

Выпускной кулачок также смещается. На частичных нагрузках он смещается параллельно с впускным кулачком. Поэтому ОГ засасываются в цилиндр, обеспечивая внутреннюю рециркуляцию. Так как ОГ не забрасываются во впускную трубу, они не нарушают равномерности распределения смеси по цилиндрам и не перегревают впускную трубу.

Таблица 1

Потенциал концепции Аткинсона-Миллера ф. «AVL» в сравнении с обычным бензиновым двигателем

<i>Параметры</i>	<i>Потенциал улучшения</i>
Удельный расход топлива	14%
Выбросы CH	40%
Выбросы NO _x	30%
Цикловые вариации среднего индикаторного давления	40%

Особенностью системы является стратегия впрыска. Когда двигатель работает по циклу Миллера, желательно, чтобы обратный выброс воздуха не приводил к выбросу топлива во впускную трубу. Отключение впускного канала вихревой заслонкой создает осевой вихрь, который позволяет формировать расслоение заряда в направлении оси цилиндра при впрыске топлива на открытый впускной клапан. В этом случае относительно бедная смесь без капель располагается в верхней части цилиндра, а более богатая смесь – ближе к поршню, поэтому при движении поршня вверх через открытый еще впускной клапан только бедная смесь без капель топлива выталкивается во впускную трубу.

Приведенная таблица 1 иллюстрирует потенциал концепции Аткинсона-Миллера ф. «AVL» в сравнении с обычным бензиновым двигателем, работающим на стехиометрической смеси на режиме 1500 мин^{-1} со средним эффективным давлением 1 бар.

Выводы

Анализ разных концепций двигателя с продолженным расширением рабочего тела, позволяет сделать следующие выводы:

1. Наибольшим потенциалом улучшения экономических и экологических показателей обладает концепция двигателя с продолженным расширением рабочего тела Отто-Аткинсона, которая предусматривает применение термодинамически оптимальной геометрической степени расширения (на уровне 13-15 единиц), регулирование эффективной степени сжатия и устранение дроссельных потерь на впуске. Реализация ее требует применения механотронных систем регулирования геометрической степени сжатия/расширения и клапанного привода.

Осуществление концепции позволяет на частичных нагрузках улучшить топливную экономичность и выбросы парникового газа CO_2 на 15-22%, значительно сократить вредные выбросы с ОГ по сравнению с современными двигателями при сохранении энергетических показателей.

Основной проблемой является отсутствие эффективной технологии регулирования геометрической степени сжатия/расширения. Недостаточно быстрая, чем необходимо, скорость срабатывания существующих механизмов регулирования, проблемы производственной совместимости с обычным двигателем сдерживают практическое применение концепции Отто-Аткинсона в серийно выпускаемых двигателях.

2. Существенный, хотя и несколько меньший, потенциал улучшения экономических и экологических показателей предоставляет концепция Аткинсона-Миллера, в которой продолженное расширение достигается благодаря сочетанию позднего закрытия впускного клапана и высокой геометрической степени сжатия/расширения. В отличие от концепции Отто-Аткинсона геометрическая степень сжатия не регулируется, что не позволяет оптимизировать эффективную степень сжатия при регулировании фазы закрытия впускного клапана.

Реализация концепции позволяет на частичных нагрузках улучшить топливную экономичность и выбросы CO_2 на 8-15%, значительно сократить выбросы CO, CH и NO_x с ОГ по сравнению с современным бензиновым двигателем ценой снижения энергетических показателей на 10-25%.

3. Наиболее приемлемой для реализации в серийных двигателях (в краткосрочном и среднесрочном плане) является схема Аткинсона-Миллера. Ее можно адаптировать в существующие двигатели с помощью освоенных технологий регулирования клапанного привода и конструктивных мер, направленных на улучшение процесса сгорания. Применение этой концепции наиболее целесообразно в двигателях гибридных энергетических установок.

Литература

1. Гюльднер Г. Газовые, нефтяные и прочие двигатели внутреннего сгорания, М. 1907.
2. Miller, R.H. Supercharging and internally cooling for high output. ASME Transactions, Vol.69, с. 453-464, 1947.
3. Автомобильные двигатели. Под ред. М.С. Ховаха, М., «Машиностроение», 1977.
4. Obert E.F. Internal Combustion Engine and Air Pollution. Intext Educational Publisher, New

York, 1973.

5. Сонкин В.И., Цапов Н.Н. Анализ состояния и тенденций развития автомобильных бензиновых двигателей. Автомобильные двигатели: Сб. науч. тр. НАМИ, вып. 233, 2005.
6. Зленко М.А., Кутенев В.Ф., Тер-Мкртчян Г.Г. Некоторые вопросы создания бензинового двигателя с регулируемой степенью сжатия. Проблемы конструкции двигателей и экология: Сб. науч. тр. НАМИ, вып. 224, 1999.
7. Yamaguchi J. Toyota Prius. Automotive Engineering International, № 1, 1998.
8. Kentfield J.A.C., Fernandes L.C.V. Friction Losses of a Novel Prototype Variable Expansion-Ratio, Spark Ignition, Four-Stroke Engine. SAE Paper № 972659, 1997.
9. Boggs D.L., Hilbert H.S., Schechter M.M. The Otto-Atkinson Cycle Engine – Fuel Economy and Emissions Results and Hardware Design. SAE Paper № 950089, 1995.
10. Воинов А.Н. Сгорание в быстроходных поршневых двигателях. М., «Машиностроение», 1977.
11. Schwanderlapp M., Habermann K., Yapici K. Variable Compression Ratio – A Design Solution for Fuel Economy Concepts. SAE Paper, № 2002-01-1103, 2002.
12. Mallikarjuna J.M., Ganesan V. Theoretical and Experimental Investigations of Extended Expansion Concept for SI Engines. SAE Paper, № 2002-01-1740, 2002.
13. Karus P.E., Denger D., Holland T. Intelligent Simplification – Ways Towards Improved Fuel Economy. SAE Paper, № 2002-01-0236, 2002.
14. Ипатов А.А., Хрипач Н.А., Лежнев Л.Ю., Кириллов В.А., Папкин Б.А. Автономные системы выработки тепловой и электрической энергии на биотопливе. Энергия: экономика, техника, экология. - 2010. - № 3. - с. 6-12.
15. Хрипач Н.А., Лежнев Л.Ю., Папкин Б.А., Сонкин В.И., Шустров Ф.А. Совершенствование бензинового двигателя с продолженным расширением рабочего тела. Тезисы докладов научно-технической конференции 5-е Луканинские чтения. Решение энергоэкологических проблем в автотранспортном комплексе. – М.: МАДИ (ГТУ), 2011 г. – с. 110 – 112.
16. Хрипач Н.А., Лежнев Л.Ю., Папкин Б.А., Тингаев Н.В., Шустров Ф.А., Татарников А.П. Мехатронные системы управления газообменом и сгоранием. Современные проблемы науки и образования - 2011. - № 6. (приложение "Технические науки"). (Электронный журнал) URL: <http://online.rae.ru/889> (дата обращения: 19.01.2012 г.).
17. Ипатов А.А., Кутенев В.Ф., Каменев В.Ф., Фомин В.М., Хрипач Н.А., Лежнев Л.Ю., Артёмов А.А. Разработка автомобилей с гибридной силовой установкой, работающей на водородных видах топлива. Труды НАМИ / ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ». – Вып. №242: Комбинированные энергоустановки автотранспортных средств: сб. научн. ст. – М., 2009. – с. 26 – 66.

Стенд для определения прочностных характеристик элементов колес

д.т.н. проф. Балабин И.В., к.т.н. доц. Чабунин И.С., к.т.н. Груздев А.С., Лукьянов М.Н.

Университет машиностроения

8-495-223-05-23 доб. 1457, sopr@mami.ru

Аннотация. В статье приводится устройство и принцип работы стенда для определения прочностных характеристик элементов автомобильного колеса. Преимуществом стенда является возможность независимого приложения радиальной и осевой сил, что дает возможность исследовать влияние каждого из этих силовых факторов на напряженно-деформированное состояние в отдельности.

Ключевые слова: автомобильное колесо, стенд, радиальная и осевая силы, напряженно-деформированное состояние

Безопасность движения транспортного средства во многом зависит от колеса, поломка которого может вызвать серьезные последствия. Наиболее достоверные данные по прочности и долговечности колеса могут дать эксплуатационные испытания, однако их продолжительность может занять достаточно длительный срок. Для ускорения этого процесса прово-

Для лабораторных испытаний с использованием специальных стендов для испытаний колес. В настоящее время испытания колес осуществляются в соответствии с требованиями ГОСТ Р 52390-2005 «Транспортные средства. Колеса дисковые. Технические требования и методы испытаний», ГОСТ Р 50511-93 «Колеса из легких сплавов для пневматических шин. Общие технические условия» или ОСТ 37.001.404-97 «Колеса стальные для пневматических шин. Методы испытаний».

Наряду с усталостными получили распространение испытания, имеющие целью определение статической прочности элементов колеса при воздействии на них тех или иных силовых факторов, что особенно важно на этапе разработки колеса. При определении напряженно-деформированного состояния (НДС) такого элемента колеса, как диск, необходимо иметь возможность прикладывать не только суммарный изгибающий момент от осевой и радиальной сил, но и саму осевую силу, так как её учет увеличивает величину напряжений в диске до 20% в зависимости от его геометрических параметров [1, 2, 3]. Кроме того, определение влияния на НДС диска каждого силового фактора в отдельности будет полезным при рационализации конструкции, направленной на уменьшение массы без снижения прочности. Известные конструкции стендов либо не имеют технической возможности приложения осевой силы, либо возможности по её приложению существенно ограничены. В этой связи необходимо такое стендовое оборудование, которое позволяло бы прикладывать как радиальную, так и осевую силы в полной мере для более точной оценки прочности и долговечности колеса.

Силами сотрудников МГМУ «МАМИ» – авторов данной статьи, под руководством проф., д.т.н. Балабина И.В. на базе прессы УМЭ-10ТМ, находящегося в лаборатории кафедры «Сопротивление материалов», был создан стенд для проведения на нем испытаний колес с максимальным радиусом обода 18 дюймов от действия радиальной и осевой сил (одновременно и по отдельности). На конструкцию стенда был получен патент на полезную модель №105027.

Данный стенд позволяет определять прочностные характеристики элементов колес методом приложения к статичному исследуемому колесу задаваемых по величине радиальной и осевой сил, адекватных эксплуатационным.

Принципиальная схема стенда представлена на рисунке 1, а его общий вид с установленным испытуемым колесом – на рисунке 2.

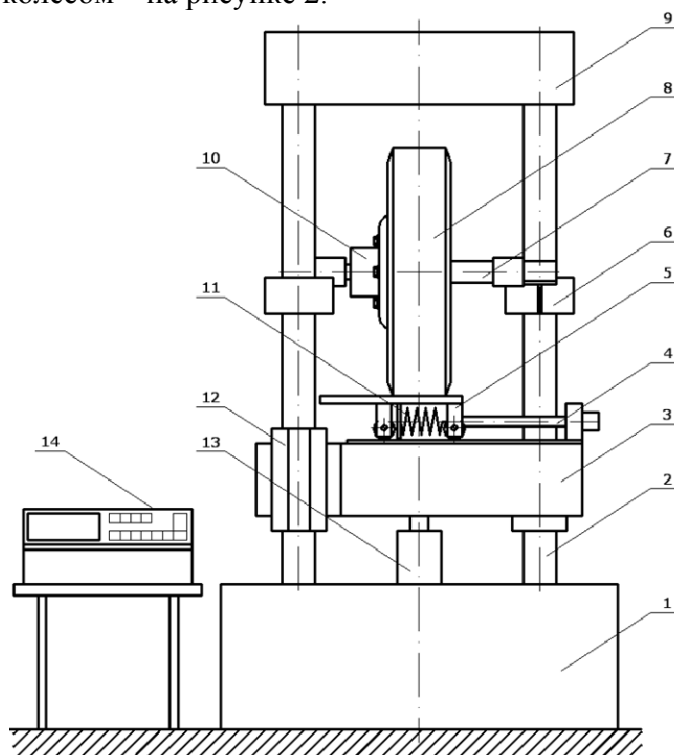


Рисунок 1 – Схема стенда

Основными частями стенда являются основание 1, две вертикальные стойки 2, площадка 3 с опорами 12, в которых установлены подшипники скольжения. На площадке дополнительно смонтирована подвижная тележка 5, ходовой винт 4 и пружинный динамометр 11 для измерения осевого усилия. Испытуемое колесо 8 в сборе с шиной устанавливается на вал 7, который неподвижно фиксируется на стойках захватами 6. В качестве механизма, создающего радиальную нагрузку, используется силовой цилиндр 13 с гидравлическим датчиком измерения усилия. Силовой цилиндра представляет собой гидравлический домкрат, оборудованный контрольным манометром, который отградуирован с построением зависимости «давление внутри рабочей полости – усилие на штоке». Работа испытательного стенда заключается в следующем: через силовой цилиндр прикладывается необходимая вертикальная нагрузка на испытуемое колесо, осевая сила создается вращением ходового винта 4, который через пружинный динамометр 11 перемещает подвижную площадку 5. Напряжения в колесе определяются методом тензометрирования.

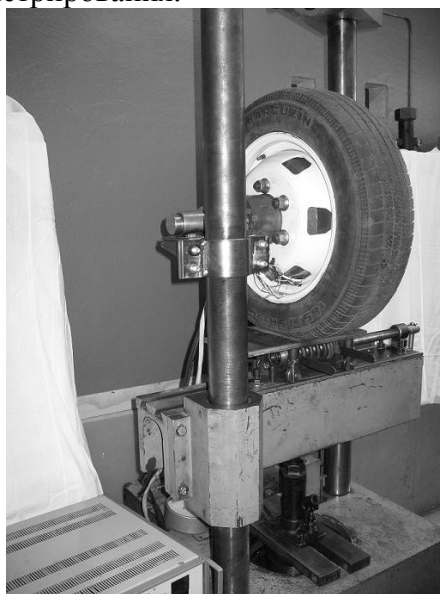


Рисунок 2 – Внешний вид установленного на испытательный стенд колеса

Выполнение стенда с конструктивно независимыми друг от друга механизмами нагрузки позволяет:

- проводить испытания как при одновременном приложении осевой и радиальной сил, так и с приложением каждой из этих сил по отдельности;
- использовать при теоретических исследованиях, так как обеспечена возможность создавать осевую нагрузку независимо от величины радиальной силы.

Описанная конструкция испытательного стенда не требует специального оборудования и дорогостоящих комплектующих и материалов, что позволило упростить конструктивное решение составляющих узлов и стенда в целом, удешевить его изготовление.

Особенности испытательного стенда с упрощенными конструктивно узлами, обеспечивающими, в отличие от аналогов, реализацию нагрузок в полной мере, позволяет упростить процесс по определению напряженно-деформированного состояния колеса, упростить способ получения выходных данных, повысить степень их достоверности. При снабжении стенда автоматизированными системами приложения и считывания радиальной и осевой нагрузок, а также автоматизированной системой регистрации и обработки выходных данных может быть автоматизирован процесс работы на нем. Этому же способствует достаточно упрощенное конструктивное решение самих механизмов нагрузок и их приводов.

В таблице 1 приведены результаты эксперимента по определению напряжений в диске серийного колеса 5,5Jx16H2. Наклеивание тензорезисторов производилось в точках, максимально близких к поверхности соприкосновения диска со ступицей колеса и местах сварки диска с ободом, а также в месте изменения кривизны диска колеса. Так как направления главных напряжений известны, то для определения меридиональных и окружных деформаций

ций тензорезисторы наклеиваются буквой «Т». Схема наклейки представлена на рисунке 4.

Таблица 1

Сводная таблица эквивалентных напряжений

Данные	Точка 1	Точка 2	Точка 3	Точка 4	Точка 5
Экспериментальное значение	19,22	44,73	26,13	58,31	108,82
Расчет МКЭ	29,98	41,21	19,78	54,47	143,52

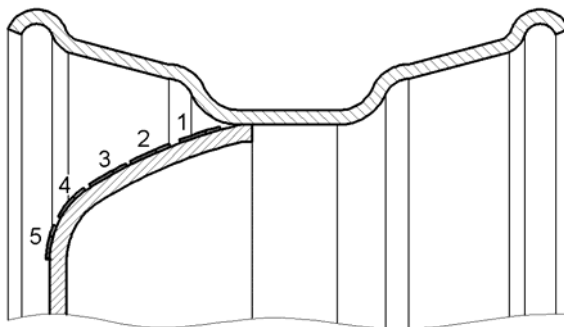


Рисунок 4 – Схема наклейки тензодатчиков

Для сравнения в этой же таблице 1 представлены напряжения, полученные при использовании метода конечных элементов. Как видно из таблицы, имеет место довольно хорошее совпадение результатов. Отличие результатов в точках 1 и 5 можно объяснить сложными геометрическими параметрами реальной конструкции, которые сложно задать МКЭ.

Литература

1. Балабин И.В., Чабунин И.С., Груздев А.С. Аналитическое решение задачи НДС диска автомобильного колеса и разработка рекомендаций по выбору его рациональных конструктивных параметров. // 20 симпозиум «Проблемы шин и резинотканевых композитов». – 12-16 октября 2009 г., т. 1, с. 80-88.
2. Балабин И.В., Чабунин И.С., Груздев А.С. Напряженно-деформированное состояние диска колеса с учетом влияния изгибающего момента и осевой силы. // Автомобильная промышленность. – 2007 г. - №7, с. 13-16.
3. Балабин И.В., Чабунин И.С., Груздев А.С., Лукьянов М.Н. Расчет и анализ напряженно-деформированного состояния конструкций дисков автотракторных колес, применяемых в современном колесостроении. // Материалы 65 международной НТК ААИ «Приоритеты развития отечественного автотракторостроения и подготовки инженерных и научных кадров». – 2009 г. – с.52-58

Определение закона нелинейности упругой характеристики подвески автомобиля из условия изохронности частоты свободных колебаний при изменении массы автомобиля

к.т.н. проф. Крамской Н.А., доц. Чуканин Ю.П., к.т.н. проф. Щербаков В.И.

Университет машиностроения

8-495-223-05-23 доб. 1457, sopr@mami.ru

Аннотация. Выведены зависимости для закона нелинейности упругой характеристики подвески автомобиля, обеспечивающей изохронность частоты малых свободных колебаний автомобиля при изменении его массы.

Ключевые слова: подвеска автомобиля, нелинейная упругая характеристика, частота свободных колебаний.

Транспортное средство типа автомобиля относится к машинам, масса которых в процессе эксплуатации (перевозки грузов) может варьироваться в широких пределах. В результате этого изменяются его динамические свойства, важной характеристикой которых является

ся спектр собственных частот. Для улучшения плавности хода желательно, чтобы с увеличением массы автомобиля низшие собственные частоты, определяющие вертикальные колебания, не изменялись (изохронная подвеска). Этого можно достичь, если подобрать характеристику подвески так, чтобы ее жесткость прогрессивно увеличивалась по мере роста стрелы прогиба. Определение закона изменения нелинейности упругой характеристики такой подвески и является целью данной работы. Расчет проведем, используя одно- и двухмассовую динамические модели подвески автомобиля, как наиболее распространенные при аналитических расчетах движения автомобиля [1, 2].

1. Рассмотрим расчетную схему подвески с одной степенью свободы (рисунок 1а), включающую подрессоренную массу m и безынерционный нелинейный упругий элемент – пружину.

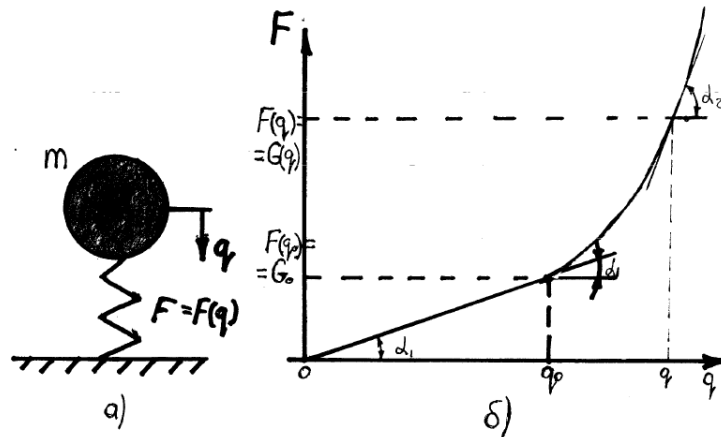


Рисунок 1 – Одномассовая динамическая модель: а- расчетная схема; б- нелинейная упругая характеристика

Исходными данными для расчета являются:

m_0 - начальная подрессоренная масса, соответствующая снаряженному автомобилю;

ν_0 -желаемая частота малых свободных колебаний подрессоренной массы, назначаемая в соответствии с рекомендациями, например, согласно [3] низшая собственная частота свободных колебаний для легковых автомобилей должна находиться в пределах 0,8...1,3Гц, а для грузовых – 1,2...1,8Гц.

Начальная масса системы m_0 в дальнейшем может увеличиваться до текущего значения m . Этим массам соответствуют силы тяжести:

$$G_0 = m_0 \cdot g, \quad G(q) = m(q) \cdot g,$$

где g - ускорение свободного падения; G_0 - сила тяжести, соответствующая начальной массе системы m_0 ; $G(q)$ - сила тяжести, соответствующая текущему значению массы системы $m(q)$; q - обобщенная координата системы, отсчитываемая от нулевого положения, при котором сила в упругом элементе равна нулю.

Принимаем, что на первом участке характеристика упругости $F(q)$ линейная (рисунок 1,б), т.е. при $0 < q \leq q_0$ жесткость системы C_1 постоянна и равна

$$C_1 = \operatorname{tg} \alpha_1 = \frac{G_0}{q_0},$$

где: α_1 - угол наклона линейного участка к горизонтали или оси q ;

q_0 - вертикальное смещение системы при действии силы тяжести, равной G_0 .

На участке $q > q_0$ характеристика упругости $F(q)$ нелинейная, обеспечивающая постоянство собственной частоты вертикальных колебаний системы при изменении ее массы. Вид этой зависимости $F(q)$ и требуется установить.

Частота свободных колебаний системы ν_1 на первом линейном участке характеристики определяется выражением:

$$\nu_1 = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{C_1 \cdot g}{G_0}} = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{g}{q_0}}. \quad (1)$$

Приравняв ν_1 желаемой частоте ν_0 , найдем осадку q_0 при действии силы тяжести G_0 :

$$q_0 = \frac{g}{4 \cdot \pi^2 \cdot \nu_0^2}.$$

Тогда необходимая жесткость линейного участка равна:

$$C_1 = 4 \cdot \pi^2 \cdot m_0 \cdot \nu_0^2.$$

Текущая частота малых свободных колебаний системы ν_2 на втором (нелинейном) участке характеристики упругости определяется по формуле:

$$\nu_2 = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{C(q) \cdot g}{F(q)}}, \quad (2)$$

где: $C(q) = \operatorname{tg} \alpha_2 = \frac{dF(q)}{dq}$ - текущая жесткость системы.

Здесь α_2 - угол наклона касательной в текущей точке нелинейного участка характеристики упругости.

Приравняв правые части формул (1) и (2), получим дифференциальное уравнение для определения нелинейной характеристики упругости $F(q)$:

$$\frac{dF(q)}{dq} - \frac{1}{q_0} \cdot F(q) = 0.$$

Общее решение этого уравнения имеет вид:

$$F(q) = K \cdot e^{a \cdot q} = K \cdot e^{\frac{q}{q_0}}, \quad (3)$$

где: K - постоянная интегрирования;

$$a = \frac{C_1}{G_0} = \frac{1}{q_0} \text{ - параметр.}$$

Для определения константы K рассмотрим граничное условие – место стыковки двух участков характеристики упругости, где обобщенная координата q равна $q = q_0 = \frac{G_0}{C_1}$, а сила в упругом элементе равна силе тяжести начальной массы $F(q_0) = G_0$. Подставив эти значения в уравнение (3), получим:

$$F(q_0) = K \cdot e^{a \cdot q_0} = K \cdot e^{\frac{C_1 \cdot G_0}{G_0 \cdot C_1}} = K \cdot e = G_0.$$

Определим постоянную интегрирования $K = \frac{G_0}{e} = G_0 \cdot e^{-1}$.

Тогда характеристика упругости системы будет определяться выражением:

$$F(q) = \begin{cases} C_1 \cdot q, & \text{при } 0 < q \leq q_0; \\ G_0 \cdot \exp\left(\frac{\Delta q}{q_0}\right), & \text{при } q > q_0; \end{cases} \quad (4)$$

а жесткости:

$$\frac{dF(q)}{dq} = \begin{cases} C_1, & \text{при } 0 < q \leq q_0; \\ c_1 \cdot \exp\left(\frac{\Delta q}{q_0}\right), & \text{при } q > q_0; \end{cases} \quad (5)$$

где: $\Delta q = q - q_0$ - дополнительная осадка упругого элемента при увеличении поддрессоренной массы.

Таким образом, изохронность одномассовой динамической модели подвески можно достичь, если подобрать характеристику упругого элемента так, чтобы ее жесткость прогрессивно увеличивалась по экспотенциальному закону по мере роста стрелы прогиба.

Для практического применения формул (4) и (5) $\exp\left(\frac{q}{q_0} - 1\right)$ можно разложить в сте-

пенной ряд по $\left(\frac{q}{q_0} - 1\right)$, т.е. $\exp\left(\frac{q}{q_0} - 1\right) = 1 + \left(\frac{q}{q_0} - 1\right) + \frac{\left(\frac{q}{q_0} - 1\right)^2}{2!} + \frac{\left(\frac{q}{q_0} - 1\right)^3}{3!} + \dots$

Удерживая первые четыре члена ряда, получим после преобразования

$$\exp\left(\frac{q}{q_0} - 1\right) \approx \frac{1}{3} + \frac{1}{2}\left(\frac{q}{q_0}\right) + \frac{1}{6}\left(\frac{q}{q_0}\right)^3.$$

Числовая проверка этой упрощенной формулы при изменении q от q_0 до $3q_0$ дает расхождение с точными значениями от 0 до 14,3%, что можно считать приемлемым для практических расчетов.

2. Рассмотрим расчетную схему подвески с двумя степенями свободы (рисунок 2а), учитывающую неподдрессоренную массу m_n и упругую характеристику шины.

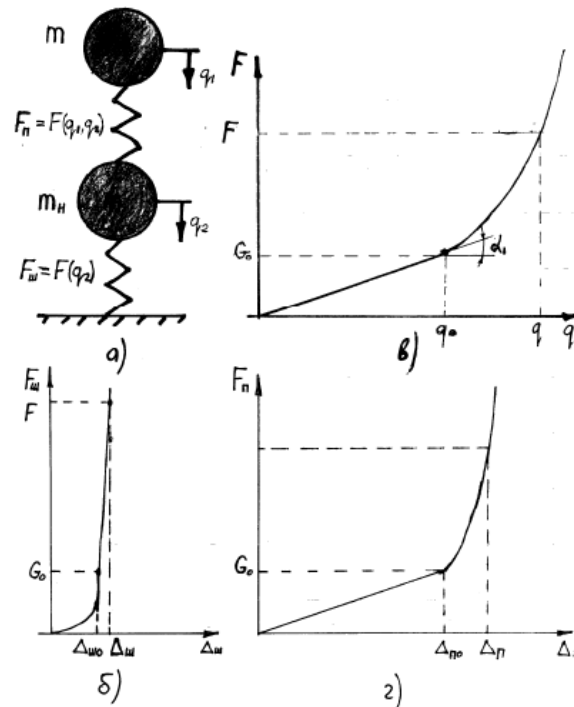


Рисунок 2 – Двухмассовая динамическая модель подвески: а – расчетная схема; б, в, г – упругие характеристики соответственно шины, эквивалентного упругого элемента и упругого элемента подвески

Исходными данными для расчета являются, как и в случае рассмотрения одномассовой системы (см. п. 1), параметры m_0 , ν_0 и дополнительно упругая характеристика шины (рису-

нок 2б). Последняя при малых нагрузках нелинейная, а в области средних и больших нагрузок можно считать линейной [1, 3].

При исследовании низкочастотных колебаний подрессоренной массы m можно пренебречь влиянием неподдресоренной массы m_n и тогда вместо двухмассовой динамической модели с двумя степенями свободы (q_1, q_2 - обобщенные координаты) следует использовать одномассовую модель с одной степенью свободы (q - обобщенная координата). Упругий элемент подвески и шины объединим в эквивалентный упругий элемент с текущим коэффициентом жесткости C , вычисляемым по формуле [2]

$$C = \frac{C_{II} \cdot C_{III}}{C_{II} + C_{III}},$$

где: C_{II} - жесткость упругого элемента подвески;

C_{III} - жесткость шины.

Для эквивалентного упругого элемента оптимальная характеристика определяется выражением (4) (рисунок 2в). Задачей данного расчета является установление характеристики упругого элемента подвески $F_{II} = F(\Delta_{II})$, где $\Delta_{II} = q_1 - q_2$ - деформация упругого элемента подвески.

Как и в случае расчета в п.1, принимаем, что на первом участке характеристика упругости $F_{II} = F(\Delta_{II})$ линейная (рисунок 1з), т.е. при $\Delta_{II} \leq \Delta_{II0}$

$$F_{II} = C_{II1} \cdot \Delta_{II},$$

где жесткость C_{II1} постоянна и равна

$$C_{II1} = \frac{C_1 \cdot C_{III1}}{C_{III1} - C_1}, \quad (6)$$

где: $C_1 = 4 \cdot \pi^2 \cdot m_0 \cdot v_0^2$; $C_{III1} = \frac{G_0}{\Delta_{III0}}$;

Δ_{III0} - деформация шины при статической нагрузке от веса G_0 снаряженной массы m_0 .

При нагрузках $F > G_0$ имеем:

- для шины

$$F_{III} = G_0 + C_{III2} \cdot (\Delta_{III} - \Delta_{III0}), \quad (7)$$

- для эквивалентного упругого элемента

$$F = G_0 \cdot \left[\frac{1}{3} + \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{q}{q_0} \right) + \frac{1}{6} \cdot \left(\frac{q}{q_0} \right)^3 \right], \quad (8)$$

где: C_{III2} - жесткость шины при $F_{III} > G_0$; $\Delta_{III} = q_2$; $q = q_1$; $q_0 = \frac{G_0}{C_1}$.

Характеристику упругого элемента подвески на втором участке ($F_{II} > G_0$) ищем в виде (см. рисунок 2з):

$$F_{II} = G_0 \cdot \left[a + b \cdot \left(\frac{\Delta_{II}}{\Delta_{II0}} \right) + d \cdot \left(\frac{\Delta_{II}}{\Delta_{II0}} \right)^3 \right], \quad (9)$$

где: Δ_{II0} - деформация элемента при статической нагрузке от веса G_0 снаряженной массы m_0 ; a, b, d - константы.

Для определения неизвестных констант a, b и d следует составить систему трех алгебраических уравнений.

Первое уравнение получим, если в формуле (9) положим $F_{II} = G_0$, $\Delta_{II} = \Delta_{II0}$, тогда:

$$a+b+d=1.$$

Два других уравнения составим, используя следующий алгоритм. Задаем значением q_* ($q_* > q_0$) смещения подрессоренной массы m . По формуле (8) находим F_* . Значение F_* подставим в выражение (7), из которого получим:

$$\Delta_{III*} = \frac{F_* - G_0 + C_{III0} \cdot \Delta_{III0}}{C_{III2}}.$$

Далее находим $\Delta_{II*} = q_* - \Delta_{III*}$. Подставив F_* и Δ_{II*} в (9), получим линейное алгебраическое уравнение, связывающее константы a , b и d .

Решив систему трех уравнений, найдем искомые значения a , b и d , а следовательно, и закон изменения характеристики упругого элемента подвески.

Итак, характеристика упругого элемента подвески для двухмассовой расчетной схемы определяется выражением:

$$F_{II} = \begin{cases} C_{II1} \cdot \Delta_{II}, & \text{при } \Delta_{II} \leq \Delta_{II0}; \\ G_0 \cdot \left[a + b \cdot \left(\frac{\Delta_{II}}{\Delta_{II0}} \right) + d \cdot \left(\frac{\Delta_{II}}{\Delta_{II0}} \right)^3 \right], & \text{при } \Delta_{II} > \Delta_{II0}; \end{cases} \quad (10)$$

а жесткости

$$\frac{dF_{II}}{d\Delta_{II}} = \begin{cases} C_{II1}, & \text{при } \Delta_{II} \leq \Delta_{II0}; \\ G_0 \cdot \left[\frac{b}{\Delta_{II0}} + \frac{3 \cdot d}{\Delta_{II0}} \cdot \left(\frac{\Delta_{II}}{\Delta_{II0}} \right)^2 \right], & \text{при } \Delta_{II} > \Delta_{II0}; \end{cases} \quad (11)$$

Вывод

На основании проведенных расчетных исследований установлены законы нелинейности упругой характеристики подвески автомобиля, обеспечивающие изохронность частоты малых свободных колебаний при изменении массы автомобиля.

Литература

1. Ротенберг Р.В. Подвеска автомобиля. [текст]/ Р.В. Ротенберг.- М: Машиностроение, 1972. – 392с.
2. Гусев А.С. Теория колебаний в автомобиле- и тракторостроении. [текст]/ А.С. Гусев, А.Л. Карунин, Н.А. Крамской и др. – М: МГТУ «МАМИ», 2007. – 336с.
3. Тарасик В.П. Теория движения автомобиля. [текст]/В.П. Тарасик. – СПб.: БХВ-Петербург, 2006. – 478с.
4. Крамской Н.А., Лукин А.С., Чуканин Ю.П., Щербаков В.И. Повышение плавности хода автомобиля при применении нового упругого элемента из композиционного материала. Тезисы доклада «МИКМУС-2006». – М.: ИМАШ РАН, 2006.
5. Чуканин Ю.П., Щербаков В.И. Определение закона изменения нелинейности характеристики упругости подвески автомобиля из условия сохранения постоянства собственной частоты при изменении его массы. Тезисы докладов 77-й МНТК ААИ, МГТУ «МАМИ» 2012.
6. Щербаков В.И. Исследование упругого элемента для подвески транспортного средства. [текст]/ Щербаков В.И., Аксенов Д.В., Круглов К.М., Чуканин Ю.П.// Строительная механика и теория надежности конструкций: тезисы докладов НТК 30 янв.- 03 февр. 2012г. МАДИ (ГТУ). – М.:МАДИ(ГТУ), 2012. – С.-12-13.
7. Щербаков В.И. Колебания колесной машины при движении по неровной дороге. Учебное пособие. [текст]/ Щербаков В.И., Надеждин В.С.; под ред. Н.А. Крамского. – М.:МГТУ «МАМИ», 2011. – 40с.
8. Щербаков В.И. Избранные задачи по динамике механических систем и конструкций.

Учебное пособие с грифом УМО. [текст]/ Щербakov В.И., Чабунин И.С. Изд. 2-е испр. и доп. – М.: МГТУ «МАМИ», 2007. – 336с.

9. Шарипов В.М. Конструирование и расчет тракторов. Учебник с грифом Минобрнауки [текст] / И.М. Шарипов. – М.: Машиностроение, 2004. – 592с.

10. Агапов В.П. Строительная механика автомобиля и трактора. Учебник с грифом Минобрнауки [текст]/ В.П. Агапов, С.С. Гаврюшин, А.Л. Карунин, Н.А. Крамской. – М.: МГТУ «МАМИ», 2002. – 400с.

Метод построения компактных кинематических схем планетарных коробок передач

д.т.н. проф. Шарипов В.М., к.т.н. проф. Маринкин А.П.

Университет машиностроения

8(495)223-05-23 (1111), trak@mami.ru

Аннотация. Рассмотрен метод построения компактных кинематических схем планетарных коробок передач на примере планетарной коробки передач с двумя степенями свободы.

Ключевые слова: планетарная коробка передач, трехзвенный дифференциальный механизм; уравнение кинематики.

В настоящее время все более широкое применение в мощных промышленных тракторах, автомобилях и особенно в быстроходных гусеничных машинах получают планетарные коробки передач (ПКП), которые позволяют увеличить среднюю скорость движения машины ввиду сокращения времени на переключение передач, имеют более высокий КПД и облегчают процесс управления машиной при существенном снижении веса и габаритов конструкции [1 - 6].

После выполнения тягового расчета машины и разбивки передаточных чисел в ПКП перед конструктором стоит проблема выбора наиболее рациональной схемы ее конструкции, реализующей заданные передаточные числа. Выбор схемы ПКП является наиболее трудной и ответственной задачей для конструктора. Проблема состоит в том, что для заданных передаточных чисел можно построить большое многообразие схем ПКП. При этом эти схемы будут существенно отличаться между собой по сложности, величине КПД и целому ряду показателей, влияющих на технический уровень вновь разрабатываемой конструкции. Не зная принципов проектирования ПКП, практически невозможно построить все возможные схемы, реализующие заданные передаточные числа, и тем более выбрать из всего многообразия существующих схем наиболее рациональную.

Методика построения наиболее рациональных кинематических схем ПКП для заданных значений ее передаточных чисел достаточно хорошо отработана [1, 3, 4] и широко используется в практике проектирования ПКП как с двумя, так и с тремя степенями свободы.

При синтезе схем планетарных ПКП кроме однозвенных трехзвенных дифференциальных механизмов (ТДМ) смешанного зацепления шестерен наиболее часто используют ТДМ внешнего зацепления с двумя солнечными шестернями или смешанного зацепления – с двумя эпициклами [1 - 4]. Эти механизмы могут иметь малые значения характеристик k планетарного ряда ($1 \leq k < 1,5$) и их обычно komponуют с однозвенными ТДМ смешанного зацепления шестерен, образуя компактные структуры ПКП с присоединяемыми рядами.

Получаемые компактные структуры упрощают конструкцию ПКП, так как в двух рядом расположенных независимых ТДМ насчитывают лишь четыре центральных звена вместо шести: две солнечные шестерни, эпицикл и общее водило или два эпицикла, солнечную шестерню и общее водило [2].

Однако в литературе очень мало внимания уделено вопросу проектирования ПКП с присоединяемыми планетарными рядами.

Недостатком присоединяемых рядов является более низкий КПД в относительном дви-

жении η_o (при остановленном водиле), что снижает общий КПД ПКП. Так, в присоединяемом ряду внешнего зацепления с двумя солнечными шестернями $\eta_o = 0,91$, в присоединяемом ряду смешанного зацепления с двумя эпициклическими шестернями $\eta_o = 0,95$, а в ТДМ смешанного зацепления $\eta_o = 0,96$ [3, 4].

Однако присоединяемые ряды в настоящее время применяют в схемах ПКП, где они работают, как правило, на не основных мало используемых по времени передачах.

Условием присоединения (создания компактных структур ПКП) является совпадение индексов двух центральных звеньев, включая водило у основного и присоединяемого планетарных рядов.

Если у основного планетарного ряда совпадающий индекс, кроме водила, имеет солнечная шестерня, то присоединяемый ряд будет внешнего зацепления с двумя последовательно связанными сателлитами.

Если в основном ряду совпадающий индекс, кроме водила, имеет эпицикл, то присоединяемый ряд будет смешанного зацепления с двумя последовательно связанными сателлитами.

В данной работе рассмотрен метод построения компактных кинематических схем ПКП с присоединяемыми планетарными рядами на примере построения кинематической схемы ПКП с двумя степенями свободы, реализующей следующие передаточные числа: $u_1 = 3,2$; $u_2 = 1,74$; $u_3 = 1,0$; $u_{-1} = -2,6$ и $u_{-2} = -0,86$.

Анализ схем ТДМ, которые могут быть использованы для построения схемы ПКП с заданными передаточными числами, представлен в таблице 1 [4], где $n_{вц}$ и $n_{вм}$ – частота вращения соответственно ведущего и ведомого вала ПКП; n_1 , n_2 , n_{-1} и n_{-2} – частота вращения тормозного звена ПКП соответственно первой и второй передачи переднего хода и первой и второй передачи заднего хода.

Отбраковку ТДМ в таблице 1 производилась по величине характеристики κ планетарного ряда и частоте вращения сателлитов n_{Bo} , предполагая, что частота вращения ведущего вала ПКП $n_{вц} = 2000 \text{ мин}^{-1}$.

Для схем ТДМ со смешанным зацеплением шестерен характеристика планетарного ряда может изменяться в пределах $1,5 \leq \kappa \leq 4,0$, для ТДМ с двухвенцовыми (блочными) сателлитами $4,5 < \kappa \leq 10,0$, а для присоединяемых ТДМ $1,0 \leq \kappa < 1,5$ [1, 3, 4]. Отбраковка ТДМ по величине характеристики κ планетарного ряда проводилась при условии, что схема ПКП будет составлена только из ТДМ со смешанным зацеплением шестерен, для которых $1,5 \leq \kappa \leq 4,0$.

Применяемые для сателлитов серийные подшипники качения допускают под нагрузкой относительную частоту вращения колец n_{Bo} до 6000 мин^{-1} , а без нагрузки – до 10000 мин^{-1} [3, 4]. Поэтому при $n_{Bo} < 6000 \text{ мин}^{-1}$ уравнение кинематики ТДМ считается годным для дальнейшего исследования, при $6000 \leq n_{Bo} \leq 10000 \text{ мин}^{-1}$ – условно годным, а при $n_{Bo} > 10000 \text{ мин}^{-1}$ – негодным.

Таким образом, годными являются уравнения 3, 10 и 19 (таблица 1).

Искомая схема ПКП с двумя степенями свободы должна включать четыре ТДМ, так как она должна обеспечивать получение четырех передач с передаточными числами $u_p \neq 1$. Следовательно, из трех ТДМ, описываемых годными уравнениями 3, 10 и 19, построить схему ПКП нельзя. Поэтому в группы механизмов, входящих в схему ПКП, необходимо включить и условно годные ТДМ, описываемые уравнениями 1, 7, 11, 12 и 15.

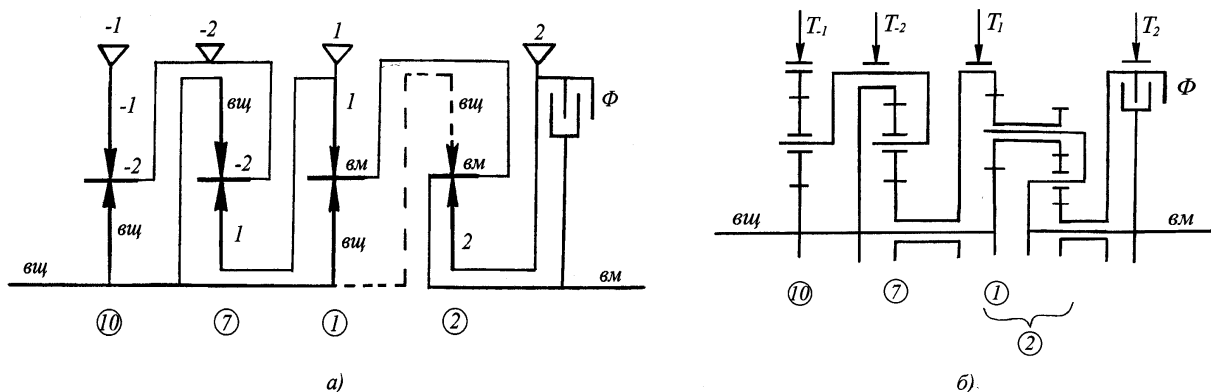
Рассмотрим пример построения схемы ПКП, используя из таблицы 1 уравнения 10, 7, 1 и 2 кинематики ТДМ. Здесь мы дополнительно к годному уравнению 10 и условно годным 7 и 1 добавили уравнение 2, которое ранее нами было отбраковано по величине K характери-

стики планетарного ряда. Для уравнения 2 характеристика планетарного ряда $\kappa = 1,35$. Ее величина может быть реализована в схеме ПКП путем использования присоединяемого ряда внешнего или смешанного зацепления с двумя последовательно связанными сателлитами. Предположим, что данное уравнение является годным и по величине n_{Bo} относительной частоты вращения колец подшипника. Структурная схема ПКП для группы уравнений 10. 7. 1. 2 представлена на рисунке 1а.

Таблица 1

Анализ схем ТДМ на возможность дальнейшего использования

№	Уравнение кинематики ТДМ	κ	$\left \frac{n_{Bo}}{n_{вц}} \right $	Структурная схема	Примечание
1	2	3	4	5	6
1	$n_{вц} + 2,2n_1 - 3,2n_{вм} = 0$	2,2	3,6		Условно годное
2	$n_2 + 1,35n_{вц} - 2,35n_{вм} = 0$	1,35			Исключить по κ
3	$n_{вц} + 2,6n_{вм} - 3,6n_{-1} = 0$	2,6	1,95		Годное
4	$n_{вм} + 1,16n_{вц} - 2,16n_{-2} = 0$	1,16			Исключить по κ
5	$n_{вц} + 1,62n_2 - 2,62n_1 = 0$	1,62	10,1		Исключить по n_{Bo}
6	$n_1 + 1,01n_{вц} - 2,01n_{-1} = 0$	1,01			Исключить по κ
7	$n_1 + 2,14n_{вц} - 3,14n_{-2} = 0$	2,14	3,76		Условно годное
8	$n_2 + 2,25n_{вц} - 3,25n_{-1} = 0$	2,25	5,5		Исключить по n_{Bo}
9	$n_2 + 4,07n_{вц} - 5,07n_{-2} = 0$	4,07			Исключить по κ
10	$n_{вц} + 1,78n_{-1} - 2,78n_{-2} = 0$	1,78	2,56		Годное
11	$n_2 + 1,98n_{вм} - 2,98n_1 = 0$	1,98	3,54		Условно годное
12	$n_1 + 1,64n_{-1} - 2,64n_{вм} = 0$	1,64	3,09		Условно годное
13	$n_{-2} + 1,18n_1 - 2,18n_{вм} = 0$	1,18			Исключить по κ
14	$n_2 + 4,85n_{-1} - 5,85n_{вм} = 0$	4,85			Исключить по κ
15	$n_2 + 2,5n_{-2} - 3,5n_{вм} = 0$	2,5	3,67		Условно годное
16	$n_{вм} + 1,07n_{-2} - 2,07n_{-1} = 0$	1,07			Исключить по κ
17	$n_2 + 1,23n_{-1} - 2,23n_1 = 0$	1,23			Исключить по κ
18	$n_{-2} + 1,11n_2 - 2,11n_1 = 0$	1,11			Исключить по κ
19	$n_1 + 2,82n_{-2} - 3,82n_{-1} = 0$	2,82	1,74		Годное
20	$n_2 + 6,23n_{-2} - 7,23n_{-1} = 0$	6,23			Исключить по κ



**Рисунок 1 – Схема ПКП с присоединенным рядом внешнего зацепления:
а – структурная; б – кинематическая**

На схеме у основного ряда 1 и присоединяемого 2 совпадают индексы у водила, а также солнечной шестерни основного ряда и индекс верхней стрелки для присоединяемого ряда.

Тогда, согласно правилу [4], если у основного планетарного ряда совпадающий индекс, кроме водила, имеет солнечная шестерня, то присоединяемый ряд будет внешнего зацепления с двумя последовательно связанными сателлитами.

На структурной схеме ПКП большая солнечная шестерня присоединяемого ряда внешнего зацепления обозначена штриховой стрелкой, так как данная солнечная шестерня является общей для основного ряда 1 и присоединяемого 2, а связь между солнечными шестернями этих рядов обозначена штриховой линией. Это обозначение введено для удобства построения кинематической схемы ПКП, которая представлена на рисунке 1б. Здесь видно, что солнечная шестерня основного ряда 1 одновременно является большой солнечной шестерней присоединяемого ряда 2 внешнего зацепления.

В результате мы получили кинематическую схему ПКП с присоединенным рядом внешнего зацепления, обеспечивающую получение трех передач переднего хода и двух заднего. Здесь включение передачи с передаточным числом $u_p \neq 1$ осуществляется соответствующим тормозом T_p , а прямой передачи - блокировочным фрикционом Φ .

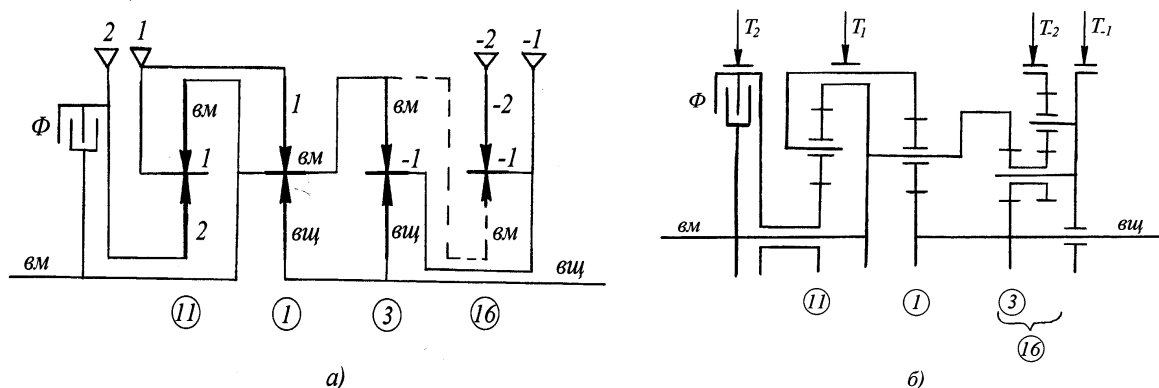
Рассмотрим пример построения схемы ПКП с присоединенным рядом смешанного зацепления, используя из таблицы 1 уравнения 11, 1, 3 и 16 кинематики ТДМ. Здесь мы дополнительно к одному уравнению 3 и условно годным 11 и 1 добавили уравнение 16, которое ранее нами было отбраковано по величине K характеристики планетарного ряда. Для уравнения 16 характеристика планетарного ряда $k = 1,07$. Ее величина, как и в ранее рассмотренном примере, может быть реализована в схеме ПКП путем использования присоединяемого ряда внешнего или смешанного зацепления с двумя последовательно связанными сателлитами. Предположим, что здесь, как и в предыдущем случае, уравнение 16 является годным по величине n_{Bo} относительной частоте вращения колец подшипника.

Структурная схема ПКП для группы уравнений 11. 1. 3. 16 представлена на рисунке 2а. На схеме у основного ряда 3 и присоединяемого 16 совпадают индексы у водила, а также эпицикла основного ряда и индекс нижней стрелки для присоединяемого ряда.

Тогда, согласно правилу [4], если у основного планетарного ряда совпадающий индекс кроме водила имеет эпицикл, то присоединяемый ряд будет смешанного зацепления с двумя последовательно связанными сателлитами. Следовательно, в рассматриваемом примере можно использовать присоединяемый ряд смешанного зацепления с двумя эпициклическими шестернями.

На структурной схеме ПКП малый эпицикл присоединяемого ряда смешанного зацепления обозначен штриховой стрелкой, так как он является общим для основного ряда 3 и присоединяемого 16, а связь между эпициклами этих рядов обозначена штриховой линией. Это обозначение, как и в ранее рассмотренном примере, введено для удобства построения кинематической схемы ПКП, которая представлена на рисунке 2б. Здесь видно, что эпицикл

основного ряда 3 одновременно является малым эпициклом присоединяемого ряда 16 смешанного зацепления.



**Рисунок 2 – Схема ПКП с присоединенным рядом смешанного зацепления:
а – структурная; б – кинематическая**

Полученная схема ПКП с присоединенным рядом смешанного зацепления обеспечивает, как и в ранее рассмотренном примере, получение трех передач переднего хода и двух заднего.

Таким образом, мы разобрали метод построения компактных кинематических схем ПКП с использованием присоединяемых рядов.

Для принятия решения о выборе наиболее рациональной схемы ПКП необходимо выполнить все этапы ее синтеза [4].

Литература

1. Красеньков В.И., Вашец А.Д. Проектирование планетарных механизмов транспортных машин. - М.: Машиностроение, 1986. – 272 с.
2. Шарипов В.М. Построение кинематических схем планетарных КП с использованием присоединяемых рядов// Тракторы и сельскохозяйственные машины, 2001, № 4.
3. Шарипов В.М., Крумбольдт Л.Н., Маринкин А.П. Планетарные коробки передач. - Saarbrücken: LAP LAMBERT Academic Publishing GmbH & Co. KG, 2012. – 149 с.
4. Шарипов В.М. Конструирование и расчет тракторов. – М.: Машиностроение, 2009. – 752 с.
5. Тракторы. Конструкция/ Под общ. ред. В.М. Шарипова. – М.: Машиностроение, 2012. – 790 с.
6. Балдин В. А. Планетарные передачи в общем, транспортном и специальном машиностроении. - М.: МАДИ (ТУ), 2000. – 185 с.

Буксование выравнивающего элемента синхронизатора в преселекторной коробке передач

д.т.н. проф. Шарипов В.М., к.т.н. Крючков В.А.

Университет машиностроения, ОАО «НИИ Стали»

8(495)223-05-23 (1111), trak@mami.ru, 8(916)679-44-51, Smash@list.ru

Аннотация. Рассмотрен процесс переключения передач с помощью синхронизатора в коробке передач автомобиля и трактора с учетом действующего поводкового момента от выключенной фрикционной муфты. Предложен метод расчета работы буксования и времени синхронизации для условий нагружения синхронизатора с учётом действующего от выключенной фрикционной муфты поводкового момента.

Ключевые слова: синхронизатор; коробка передач; переключение передач; работа буксования, время синхронизации

В настоящее время в автомобиле- и тракторостроении постепенно внедряются преселекторные коробки передач (КП), где переключение передач осуществляется без разрыва по-

тока мощности от двигателя с помощью фрикционных муфт (ФМ) и синхронизаторов [1].

Важнейшим параметром, определяющим процесс переключения передач в КП с помощью синхронизатора, является время синхронизации, а работоспособность самого синхронизатора – работа буксования его выравнивающего элемента.

Проведенные исследования [2 - 6] показывают, что выключенная ФМ, работающая в масле, пытается передать часть мощности в трансмиссию за счёт образующихся поводковых моментов на поверхностях её дисков. Следовательно, в таких КП выравнивающий элемент включаемого синхронизатора воспринимает как инерционные нагрузки от деталей, связанных с включаемой шестерней передачи, так и поводковые моменты со стороны одной (или более) выключенных ФМ. Исследования, выполненные в НАТИ [3, 6], показали, что при некоторых условиях величина поводкового момента, создаваемого одной выключенной ФМ в КП, может достигать до 15 % от максимального расчетного момента трения синхронизатора, что может внести существенные коррективы в его работу.

В зависимости от схемы включения передачи в КП поводковый момент от выключенной ФМ может иметь как положительный (разгружать синхронизатор), так и отрицательный характер (догружать синхронизатор и увеличивать длительность процесса синхронизации) или же менять своё направление воздействия в процессе включения.

Величина поводкового момента, создаваемого выключенной ФМ в КП, может быть описана параболической функцией вида [3, 6]:

$$M_B = f(n_{\text{отн}}) = a \cdot n_{\text{отн}}^x,$$

где: a и x - соответственно постоянный коэффициент и показатель степени.

В классической методике расчета синхронизатора его работа буксования при переключении передачи в КП определяется без учета действующего на него поводкового момента со стороны выключенной ФМ по выражению [7, 8]

$$L_c = \int_0^{t_c} M_T \cdot (\omega_{i+1} - \omega_i) \cdot dt = \frac{1}{2} \cdot J_{\text{п}} \cdot (\omega_{i+1} - \omega_i)^2. \quad (1)$$

$$\text{Здесь } \omega_{i+1} - \omega_i = M_T \cdot t_c / J_{\text{п}},$$

где: M_T – момент трения в синхронизаторе;

ω_{i+1} и ω_i – угловые скорости вращения конусов синхронизатора, связанных с ведомым валом соответственно на $i + 1$ и i передаче;

$J_{\text{п}}$ – момент инерции всех деталей, связанных с включаемой шестерней передачи;

t_c – время синхронизации.

Учет влияния поводкового момента M_B на процесс включения синхронизатора в уравнении (1) требует трудоёмких преобразований, исключает принцип универсализации выражения, а с учётом вероятной необходимости работы с выражением поводкового момента как со степенной функцией многократно усложняет конечный вид получаемого выражения. Однако возможно использовать другое свойство выражения (1), основанное на том, что при постоянном значении величины созданного момента M_T трения и заданном (однозначно определённом) времени включения эта же работа может определяться уже как интеграл от скоростной характеристики процесса.

$$L_c = \int_{\Delta\omega_{\text{ск}}}^{\Delta\omega_{\text{сн}}} \frac{J_{\text{п}} \cdot (\omega_{i+1} - \omega_i)}{t_c} \cdot t_c \cdot d\Delta\omega_c = \int_{\Delta\omega_{\text{ск}}}^{\Delta\omega_{\text{сн}}} J_{\text{п}} \cdot \Delta\omega_c \cdot d\Delta\omega_c, \quad (2)$$

где: $\Delta\omega_c$ – относительная угловая скорость вращения конусов синхронизатора;

$\Delta\omega_{\text{сн}}$ и $\Delta\omega_{\text{ск}}$ – соответственно начальная и конечная относительная угловая скорость вращения конусов синхронизатора;

$$M_T = J_{\text{п}} (\omega_{i+1} - \omega_i) / t_c; \quad \omega_{i+1} - \omega_i = \Delta\omega_c.$$

Так как в процессе переключения передачи в КП угловые скорости вращения дисков выключенной ФМ и конусов синхронизатора линейно связаны между собой, то с учетом по-

поводкового момента M_B от выключенной ФМ выражение (2) примет вид:

$$L_c = \int_{\Delta\omega_{ск}}^{\Delta\omega_{сн}} J_{п} \cdot \Delta\omega_c \cdot d\Delta\omega_c \mp \int_{\Delta\omega_{ск}}^{\Delta\omega_{сн}} M_B(\Delta\omega_m) \cdot t_c \cdot d\Delta\omega_c, \quad (3)$$

где: $M_B(\Delta\omega_m)$ – величина поводкового момента в выключенной ФМ, зависящая от относительной угловой скорости вращения ее дисков и приведенная к конусам синхронизатора;

$\Delta\omega_m$ – относительная угловая скорость вращения дисков выключенной ФМ.

Здесь и далее верхний знак “–” для случая, когда поводковый момент в выключенной ФМ помогает процессу синхронизации, и знак “+” – когда дополнительно догружает синхронизатор.

Из анализа выражения (3) следует, что учет влияния поводкового момента в выключенной ФМ сделал зависимой величину работы буксования синхронизатора от времени t_c синхронизации.

Относительная угловая скорость вращения дисков выключенной ФМ определяется при помощи универсального уравнения, коэффициенты которого определяются для каждой схемы отдельно:

$$\Delta\omega_m = \omega_d \cdot A^x - \omega_d \cdot B_1^{y1} \cdot B_2^{y2} + \Delta\omega_c \cdot C^z, \quad (4)$$

где: ω_d – угловая скорость вращения вала двигателя;

A – коэффициент влияния выходного передаточного числа (устанавливает взаимосвязь между скоростями вала двигателя и дисков выключенной ФМ в конце переключения);

B_1 – коэффициент влияния перехода между передачами (устанавливает взаимосвязь между выходными поверхностями синхронизаторов);

B_2 – коэффициент влияния входного передаточного числа (устанавливает взаимосвязь между скоростью вращения вала двигателя и дисков выключенной ФМ до начала процесса переключения);

C – коэффициент влияния промежуточного передаточного числа (учитывает передаточное число между конусом и ФМ включаемой передачи);

$x, y1, y2, z$ – показатели степени, принимающие значения либо “+1”, либо “-1”.

В качестве примера рассмотрим упрощённую классическую схему КП с одной ФМ (рисунок 1) при моделировании переключения с низшей передачи на высшую. Для этой схемы: $B_1 = u_{i+1}/u_i$; $y1 = 1$; $C = -1$; $z = 1$. Остальные коэффициенты и показатели степени принимаются равными +1 за отсутствием обуславливающих их элементов.

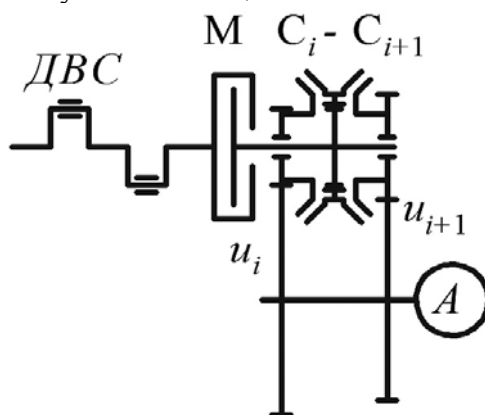


Рисунок 1 – Упрощённая кинематическая схема КП с одной ФМ: М – фрикционная муфта; C_i и C_{i+1} – синхронизаторы соответственно i и i+1 передач; u_i и u_{i+1} – передаточные числа КП соответственно на i и i+1 передачах; А – условная нагрузка

Время синхронизации для случая, когда момент M_T трения синхронизатора в рассмат-

риваемых выражениях принят постоянным, определяется по известной зависимости [7], но с учётом влияния среднефункционального значения поводкового момента \bar{M}_B в выключенной ФМ на исследуемом промежутке относительных угловых скоростей вращения её дисков.

$$t_c = \frac{J_{\Pi} \cdot \Delta\omega_c}{M_T \pm \bar{M}_B}.$$

Здесь

$$\bar{M}_B = \frac{1}{\Delta\omega_{\text{МК}} - \Delta\omega_{\text{МН}}} \cdot \int_{\Delta\omega_{\text{МН}}}^{\Delta\omega_{\text{МК}}} M_B(\Delta\omega_M) \cdot d\Delta\omega_M,$$

где: $\Delta\omega_{\text{МН}}$ и $\Delta\omega_{\text{МК}}$ – соответственно начальная и конечная относительная угловая скорость вращения дисков выключенной ФМ.

Интегрирование по относительной угловой скорости вращения конусов синхронизатора не всегда удобно, если функция поводкового момента имеет дробную степенную зависимость или вид полинома. В таком случае желательно преобразовать выражение (4), выразив относительную угловую скорость вращения конусов синхронизатора через относительную угловую скорость вращения дисков выключенной ФМ.

В результате получим:

$$\Delta\omega_c = -\frac{\omega_d \cdot A^x}{C^z} + \frac{\omega_d \cdot B_1^{y1} \cdot B_2^{y2}}{C^z} + \Delta\omega_M. \quad (5)$$

После подстановки выражения (5) в выражение (3) работа буксования синхронизатора

$$L_c = \int_{\Delta\omega_{\text{МН}}}^{\Delta\omega_{\text{МК}}} J_{\Pi} \cdot \left(-\frac{\omega_d \cdot A^x}{C^z} + \frac{\omega_d \cdot B_1^{y1} \cdot B_2^{y2}}{C^z} + \Delta\omega_M \right) \cdot d\Delta\omega_M \mp \int_{\Delta\omega_{\text{МН}}}^{\Delta\omega_{\text{МК}}} M_B(\Delta\omega_M) \cdot t_c \cdot d\Delta\omega_M. \quad (6)$$

Несмотря на кажущуюся сложность, выражение (6) в конечном итоге можно представить в виде двух простых слагаемых:

$$L_c = \left(\frac{J_{\Pi} \cdot \omega_d \cdot A^x}{C^z} + \frac{J_{\Pi} \cdot \omega_d \cdot B_1^{y1} \cdot B_2^{y2}}{C^z} \right) \cdot (\Delta\omega_{\text{МК}} - \Delta\omega_{\text{МН}}) + J_{\Pi} \cdot \left(\frac{\Delta\omega_{\text{МК}}^2}{2} - \frac{\Delta\omega_{\text{МН}}^2}{2} \right) \mp \int_{\Delta\omega_{\text{МН}}}^{\Delta\omega_{\text{МК}}} M_B(\Delta\omega_M) \cdot t_c \cdot d\Delta\omega_M.$$

Экспериментально установлено, что поводковый момент в процессе включения синхронизатора может менять направление своего воздействия [3, 6]. Это характерно для схем КП, использующих преселекторный принцип переключения. Учесть это свойство в рамках рассматриваемых выражений невозможно. Однако в этом случае можно разбить выражение (3) на любые его две производные части, предел интегрирования каждой из которых ограничивается с одной стороны нулевым значением относительной угловой скорости $\Delta\omega_{\text{см0}}$ вращения дисков выключенной ФМ, приведенной к соответствующему значению относительной угловой скорости вращения конусов синхронизатора. Каждая из двух частей подобного выражения имеет собственную зависимость от времени в рамках исследуемых скоростных промежутков (рисунок 2).

Тогда работа буксования синхронизатора

$$L_c = L_{c1} + L_{c2},$$

где:

$$L_{c1} = \int_{\Delta\omega_{\text{см0}}}^{\Delta\omega_{\text{сн}}} J_{\Pi} \cdot \Delta\omega_c \cdot d\Delta\omega_c - \int_{\Delta\omega_{\text{см0}}}^{\Delta\omega_{\text{сн}}} M_B(\Delta\omega_c) \cdot t_{c1} \cdot d\Delta\omega_c;$$

$$L_{c2} = \int_{\Delta\omega_{\text{сн}}}^{\Delta\omega_{\text{см0}}} J_{\Pi} \cdot \Delta\omega_c \cdot d\Delta\omega_c + \int_{\Delta\omega_{\text{сн}}}^{\Delta\omega_{\text{см0}}} M_B(\Delta\omega_c) \cdot t_{c2} \cdot d\Delta\omega_c.$$

В этом случае

$$t_{c1} = \frac{J_{\Pi} \cdot \Delta\omega_c}{M_T + \bar{M}_{B1}}, \text{ и } t_{c2} = \frac{J_{\Pi} \cdot \Delta\omega_c}{M_T - \bar{M}_{B2}},$$

где:

$$\bar{M}_{B1} = \frac{1}{\Delta\omega_{\text{MH}} - \Delta\omega_{\text{M0}}} \cdot \int_{\Delta\omega_{\text{M0}}}^{\Delta\omega_{\text{MH}}} M_B(\Delta\omega_M) \cdot d\Delta\omega_M; \quad \bar{M}_{B2} = \frac{1}{\Delta\omega_{\text{MK}} - \Delta\omega_{\text{M0}}} \cdot \int_{\Delta\omega_{\text{M0}}}^{\Delta\omega_{\text{MK}}} M_B(\Delta\omega_M) \cdot d\Delta\omega_M.$$

Здесь $\Delta\omega_{\text{M0}}$ – нулевое значение относительной угловой скорости вращения дисков выключенной ФМ.

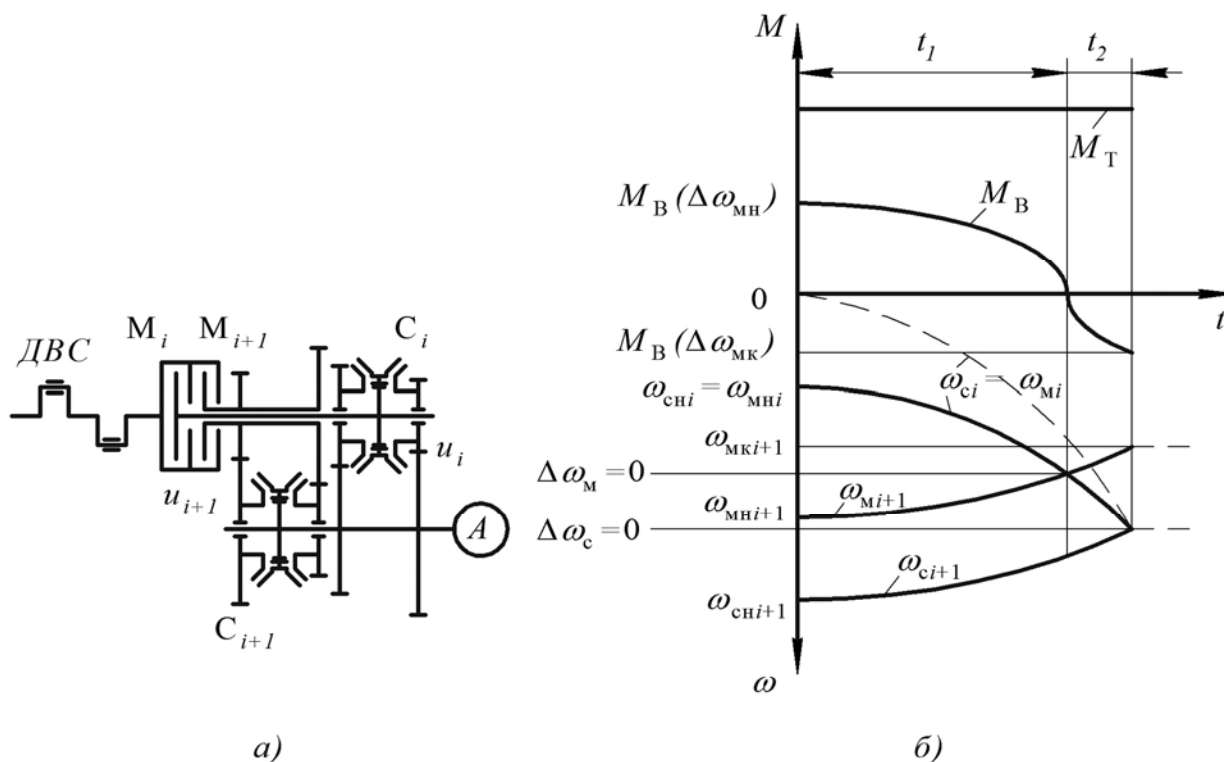


Рисунок 2 – Диаграмма процесса переключения для преселекторной КП:
а – упрощенная схема КП, б – характерная диаграмма процесса переключения с высшей передачи на низшую; $\omega_{\text{сhi}}, \omega_{\text{ci}}, \omega_{\text{сhi}+1}, \omega_{\text{ci}+1}$ – соответственно начальные и текущие значения угловых скоростей вращения конусов синхронизатора, связанных с i и $i+1$ передачами; $\omega_{\text{MH}}, \omega_{\text{Mi}}$ – начальное и текущее значение угловой скорости вращения дисков выключенной ФМ, связанных с i передачей; $\omega_{\text{MH}+1}, \omega_{\text{Mi}+1}, \omega_{\text{MK}+1}$ – соответственно начальное, текущее и конечное значения угловых скоростей вращения дисков выключенной ФМ, связанных с $i+1$ передачей

Для оценки достоверности полученных аналитических зависимостей для расчета работы буксования и времени синхронизации синхронизатора были поведены экспериментальные исследования. Исследования проводились на экспериментальной установке, имитирующей работу синхронизатора в КП с одной выключенной ФМ, схема которой представлена на рисунке 3.

В основе этой установки использовались серийно выпускаемые агрегаты: ФМ вала отбора мощности (ВОМ) трактора Т-150 и синхронизированная КП автобуса «Икарус». Установка разрабатывалась с учетом того, чтобы можно было имитировать условия воздействия поводкового момента M_B как при неизменном его направлении, так и при изменении направления воздействия поводкового момента в процессе переключения передачи в преселекторной КП. Для этого входной и выходной валы ФМ приводились в движение при помощи гидрообъемных передач (ГОП) с регулируемыми гидравлическими насосами с приводом от электродвигателей ЭД1 и ЭД2.

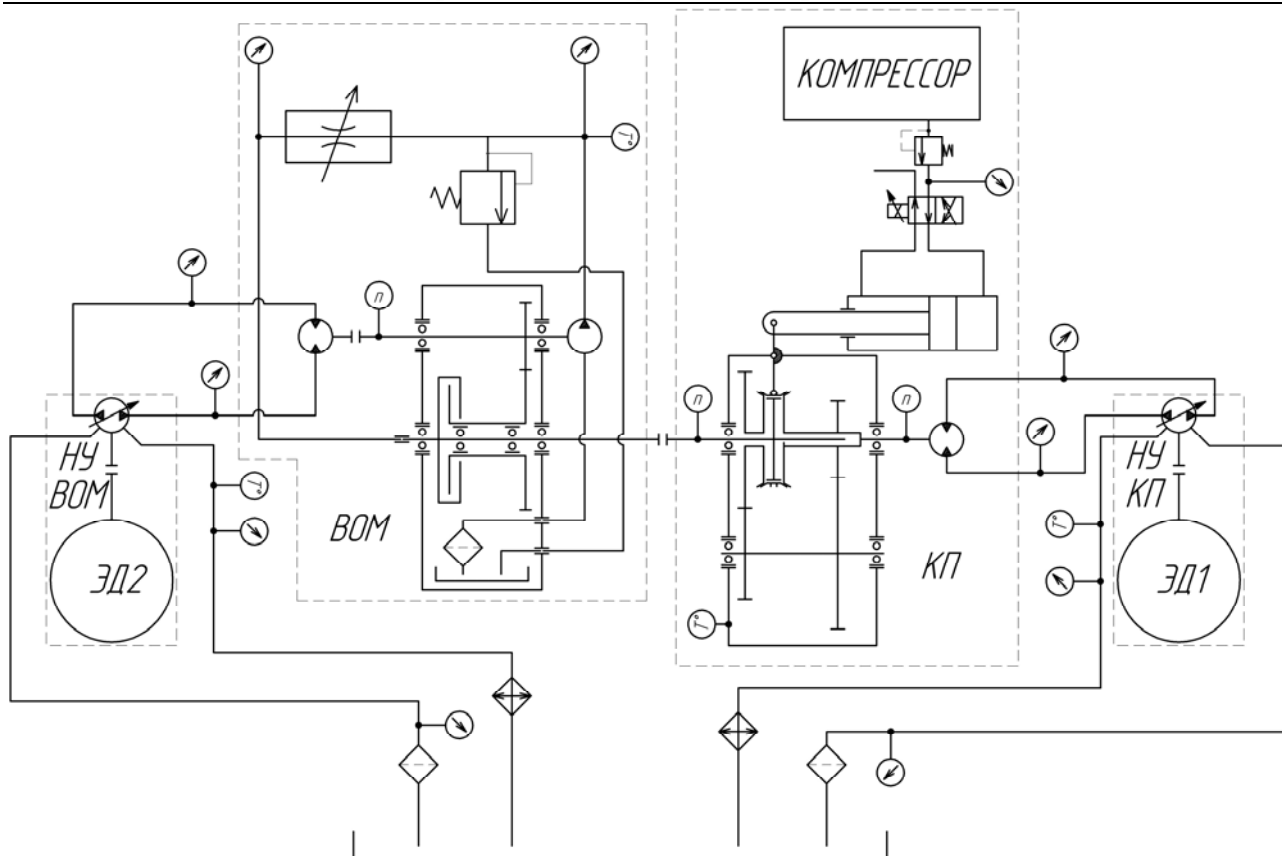


Рисунок 3 – Схема экспериментальной установки: НУ ВОМ - насосная установка привода входного вала агрегата ВОМ; НУ КП - насосная установка привода входного вала КП; ЭД1 и ЭД2 - соответственно электродвигатели приводов насосов ГОП ВОМ и ГОП КП

В ходе испытаний выставлялась различная частота вращения входного вала редуктора ВОМ и входного вала КП таким образом, чтобы после включения синхронизатора относительная частота вращения дисков муфты составляла 600 мин^{-1} .

Ранее для ФМ, используемой на установке, было получено математическое описание характеристики поводкового момента в зависимости от абсолютной и относительной частоты вращения её дисков. Эта зависимость использовалась в ходе обработки данных о величине поводкового момента.

Как можно заметить, в конструкции установки промежуточный вал находится в свободном состоянии и связывается с входным валом КП только при помощи синхронизатора. В этом случае до включения синхронизатора относительная угловая скорость вращения дисков ФМ максимальна (поводковый момент максимальный), а с течением процесса синхронизации она уменьшается, при этом уменьшается и поводковый момент. При проверке зависимостей это обстоятельство было учтено. Кроме этого также учитывалось, что под действием поводкового момента свободный промежуточный вал ещё до процесса включения был разогнан до определённого установившегося значения частоты вращения.

Экспериментальные исследования включали в себя 5 серий, а каждая серия – 3 опыта (таблица 1).

На основе данных, полученных в результате эксперимента, был проведён перерасчёт контролируемых параметров в величины работы буксования.

Сопоставление результатов расчетов работы буксования синхронизатора при переключении передач в КП и времени синхронизации по предложенной методике с результатами экспериментальных исследований приведено в таблице 1. Расхождение результатов расчетов с результатами экспериментальных исследований по величине работы L_c буксования не превышает 10,81 %, а по величине времени t_c синхронизации 14,78 %.

Сравнение результатов расчетов с результатами экспериментальных исследований

№ серии	1			2			3			4			5		
	1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3
№ опыта															
пара- метр															
Результаты экспериментальных исследований															
L_c , Дж	534,5	548,4	549,8	575,2	563,7	574,3	591,4	595,8	589,7	579,2	587,5	585	595,4	563	523,3
t_c , с	0,40	0,38	0,40	0,42	0,40	0,42	0,424	0,40	0,40	0,40	0,40	0,40	0,38	0,44	0,46
Результаты расчетов															
L_c , Дж	535,76	534,5	531	534	535,8	530,3	537,6	533,7	534,2	535	524	542,2	536	533,6	533,8
γ_L , %	0,23	2,53	3,42	7,16	4,95	7,66	9,1	10,42	9,41	7,63	10,81	7,32	9,98	5,22	1,97
t_c , с	0,40	0,399	0,398	0,394	0,393	0,391	0,395	0,393	0,393	0,392	0,388	0,395	0,393	0,39	0,392
γ_t , %	0,0	4,76	0,5	6,19	1,75	6,9	6,84	1,75	1,75	2,0	3,0	1,25	3,31	11,36	14,78
γ_L и γ_t - погрешность соответственно при определении работы буксования синхронизатора и времени его синхронизации															

Таким образом, предложен метод расчета синхронизатора в КП, позволяющий на этапе проектирования определять его работу буксования и время синхронизации при переключении передач с учётом действующего от выключенной ФМ поводкового момента.

Литература

1. Новое направление в развитии конструкций коробок передач автомобилей и тракторов. / В.М. Шарипов, М.И. Дмитриев, А.С. Шевелев и др. // Сборник материалов VI Всероссийской научно-технической конференции «Проблемы и достижения автотранспортного комплекса». - Екатеринбург: УГТУ-УПИ, 2008. - с. 214-216.
2. Исследование потерь мощности в выключенных работающих в масле фрикционных муфтах. / К.Я. Львовский, В.Э. Малаховский, Т.Н. Рыбакова и др. // Труды НАТИ, вып. 264. Исследование трансмиссий с переключением передач под нагрузкой и их узлов. - М.: НАТИ, 1979. - с. 8-16.
3. Оценка потерь на трение в фрикционных муфтах с гидроподжатием в коробках передач. / Н.А. Щельцын, В.М. Шарипов, И.В. Иванов и др. // Материалы 65-ой международной научно-технической конференции АИИ «Приоритеты развития отечественного автотракторостроения и подготовки инженерных и научных кадров». Секция 1. «Автомобили, тракторы, их агрегаты и системы». Подсекция «Тракторы». - М.: МГТУ «МАМИ», 2009. - с. 190-200.
4. Шарипов В.М., Крючков В.А. Особенности расчёта инерционного синхронизатора в преселекторной коробке передач. // Тракторы и сельхозмашины, 2011, № 9. с. 24-26.
5. Шарипов В.М., Крючков В.А. Учёт воздействия поводкового момента в классической методике расчета работы буксования синхронизатора в коробке передач. // Справочник. Инженерный журнал, 2011, № 10. с. 6-11.
6. Шарипов В.М., Дмитриев М.И., Крючков В.А. Нагруженность фрикционных муфт и синхронизаторов в коробке передач. - Saarbrücken: LAP LAMBERT Academic Publishing GmbH & Co. KG, 2012. - 122 с.
7. Лукин П.П., Гаспарянц Г.А., Родионов В.Ф. Конструирование и расчёт автомобиля. - М.: Машиностроение, 1984. - 376 с.

Повышение динамических качеств дизель-генератора в системе дополнительной энергетики автопоезда

к.т.н. доц. Фомин А.П.

Университет машиностроения

8 (917) 567-89-71, afomin2008@yandex.ru

Аннотация. В статье рассмотрены возможности повышения динамических качеств дизель-генератора в системе дополнительной энергетики автопоезда, определены влияющие факторы и особенности управления. Предложена система автоматического регулирования дизель-генератора, позволяющая решить поставленную задачу и прошедшая дорожные испытания.

Ключевые слова: большегрузный автопоезд, система дополнительной энергетики, дизель-генератор, система автоматического регулирования.

В последнее десятилетие сохраняется тенденция увеличения объема перевозок автомобильным транспортом длинномерных тяжеловесных неделимых грузов как специального, так и общехозяйственного назначения, таких как трубы большого диаметра, химические колонны, фрагменты или целые корпуса речных судов и другие. Традиционным средством таких перевозок являются автопоезда в составе мощного тягача и полуприцепа, способные перевозить грузы массой 40-60 т по автодорогам общей сети. Чтобы обеспечить надежную доставку грузов в зимних условиях, прицепные звенья выполняют активными, и для их активизации используют тяговый электропривод с питанием от электрогенератора, устанавливаемого на тягач.

Подобные перевозки относительно редки, однако носят регулярный характер. В ряде случаев грузы являются однотипными. Все это определяет экономическую целесообразность применения в составе автопоезда серийно выпускаемых тягачей с гидромеханической трансмиссией, таких как КЗКТ и МАЗ с мощностью дизельного двигателя 480 кВт и более, а также специальных полуприцепных звеньев высокой грузоподъемности, конструктивно приспособленных под определенный груз [1].

Дальнейший рост массы груза до 100-150 т вызвал необходимость повышения энерговооруженности автопоездов до 750-1000 кВт, увеличения количества полуприцепных звеньев до двух с обязательной активизацией одного из них. Для повышения мощности используют дополнительный источник энергии, устанавливаемый на прицепное звено. Им является автономный блок в составе теплового двигателя, обычно дизельного, и тягового генератора. К генератору подключают тяговые электродвигатели колес, образуя систему дополнительной энергетики и активизации (СДЭА) автопоезда.

Двигатель СДЭА может иметь повышенную мощность, так как прицепное звено обычно тяжелее тягача. Однако более удобно использование однотипных двигателей равной мощности, если при этом обеспечивается нужная энерговооруженность.

Работа тепловых двигателей и разнородных трансмиссий автопоезда должна быть определенным образом согласована для получения высоких тягово-динамических и тягово-сцепных качеств. В основу согласования закладывают принцип равного участия двигателей в выполнении транспортной работы, предполагающий равную относительную загрузку двигателей мощностью, что способствует их равномерному износу и повышению долговечности [2]. В режимах, когда возникает потребность в увеличенной силе тяги, переходят на распределение сил тяги звеньев пропорционально их сцепным весам, позволяющее наилучшим образом использовать сцепные возможности автопоезда. Кратковременно допускаются и другие варианты распределения мощности и силы тяги, например, при маневрировании с большими углами складывания звеньев [3].

В настоящее время задача решается путем автоматического регулирования тягового генератора по сигналу задатчика, связанного с педалью акселератора на тягаче. Этот сигнал

задает требуемую мощность и максимальный ток генератора. По первому параметру ведется основное регулирование мощности двигателя СДЭА, по второму реализуется ограничение силы тяги прицепного звена в соответствии с его сцепным весом. Чтобы не перегрузить двигатель, его заранее выводят на стационарный скоростной режим исходя из ожидаемой нагрузки. Этот режим соответствует внешней регуляторной характеристике, если автопоезд груженный, и частичной регуляторной характеристике, если порожний.

Существенными недостатками такого управления СДЭА является повышенный расход топлива и ускоренный износ теплового двигателя, вызываемый продолжительной работой на внешней скоростной характеристике. Для устранения этих недостатков можно установить взаимосвязь между эффективной мощностью и частотой вращения двигателя, соответствующую так называемой линии наибольшей экономичности (ЛНЭ). Тогда при использовании однотипных двигателей в составе тягача и СДЭА и равенстве моментов инерции их нагрузки становится возможным синхронизировать изменение эффективных мощностей двигателей и добиться повышения экономичности СДЭА.

Однако на практике момент инерции дизель-генератора оказывается в 10-20 раз больше, что связано с наличием массивного ротора генератора и применением повышающей передачи между генератором и дизелем. В связи с этим затягиваются переходные процессы при изменении скоростного режима. Для сравнения отметим, что в экспериментах время разгона двигателя тягача под нагрузкой с минимальной частоты вращения до максимальной при полном нажатии педали акселератора составило 1,8-2,0 с, а у двигателя СДЭА в аналогичном режиме 24-26 с.

Существенное различие в моментах инерции делает невозможной удовлетворительную синхронизацию двигателей по частоте вращения и сказывается на получаемом распределении мощности. Поэтому важным является определение благоприятных скоростных режимов двигателя СДЭА и выявление наиболее выгодной взаимосвязи его эффективной мощности и частоты вращения при работе на частичных нагрузках.

Известно, что обычно в режиме частичных нагрузок стремятся управлять дизель-генератором в соответствии с ЛНЭ. При этом наибольший эффект достигается, если работа ведется в статических режимах. В реальных условиях эксплуатации значительную часть времени занимают переходные режимы, вызываемые изменением продольного профиля пути, дорожной обстановки, включением и выключением вспомогательных нагрузок. В этих режимах двигатель «уходит» с ЛНЭ, и расход топлива увеличивается. В результате расход топлива может повышаться на 30-50% в сравнении со статическими режимами.

Увеличение расхода топлива может быть вызвано действиями водителя. Опыт работы с дизель-генератором, имевшем регулирование по ЛНЭ, показал, что, пытаясь ускорить разгон автопоезда, водитель часто задает педалью акселератора завышенную частоту вращения, а затем, по мере разгона, педаль отпускает. Появляются дополнительные затраты топлива на разгон. В целом работа по ЛНЭ не позволяет получить хорошие динамические качества дизель-генератора и достичь минимальный расход топлива.

Рассматривая эксплуатационные режимы, отметим также, что в процессе движения основную часть времени (до 70-80%) тепловые двигатели работают с высоким уровнем мощности. Это связано с их низкой удельной мощностью 4-5 кВт/т. Режимы с небольшими нагрузками относительно кратковременны, что сдвигает рабочую область на скоростных характеристиках двигателей в сторону предельных мощностей.

Исходя из этого и учитывая опыт использования тепловых двигателей на тяжелых транспортных средствах, сделан вывод, что в случае большой разницы в моментах инерции нагрузки целесообразно выбирать ступенчатое управление скоростным режимом двигателя СДЭА. В качестве рабочих берут 2-3 регуляторных характеристики $N_e(n_e)$, где: N_e – эффективная мощность, n_e – частота вращения (рисунок 1).

Первая характеристика является внешней, вторая (средняя на рисунке) – проходит через область наименьших удельных расходов топлива, третья – соответствует малым значениям частоты вращения и нагрузки и может использоваться, например, при маневрировании. Пе-

переход с одной характеристики на другую (на рисунке 1 показано жирной линией) должен выполняться автоматически в зависимости от заданной мощности путем ступенчатого изменения положения задающего органа всережимного регулятора. Иногда заводы-изготовители назначают диапазон частот вращения, в котором допускается длительная работа двигателя. В этом случае положение частичных регуляторных характеристик нужно выбирать с учетом этих требований.

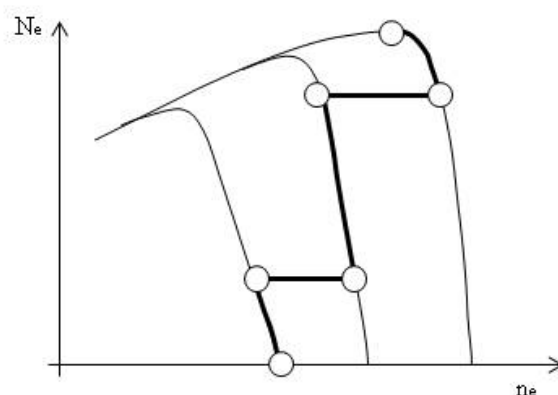


Рисунок 1 – Пример ступенчатого управления скоростным режимом двигателя

При таком управлении основными будут режимы работы с мало меняющейся частотой вращения. В них дизель-генератор оказывается готовым к приему резко растущей нагрузки, а его механическая инерция препятствует снижению частоты вращения. В случае частичной нагрузки двигатель установки работает в области малых удельных расходов топлива и способен, при необходимости, реализовать максимальную мощность после перехода на внешнюю характеристику. На малых нагрузках снижается частота вращения, что благоприятно отражается на расходе топлива и снижает шум, утомляющий водителя. Количество переходных режимов, сопровождающихся увеличением частоты вращения, резко сокращается. Все эти факторы позволяют повысить динамические качества дизель-генератора и транспортного средства в целом.

Переходы с одной регуляторной характеристики на другую происходят при перемещении педали акселератора тягача за пределы рабочей зоны, отведенной для текущей характеристики. Так, в случае сброса педали происходит переход на характеристику с меньшей частотой вращения, а при нажатии на педаль - переход на характеристику с большей частотой вращения и сопровождается временным ограничением мощности нагрузки, чтобы обеспечить разгон дизель-генератора. Известен вариант ограничения, когда задаваемую мощность жестко увязывают с частотой вращения. При этом в переходном процессе мощность нарастает, оставаясь на допустимом для разгона уровне. Такой вариант характеризуется продолжительным временем разгона. Другой известный вариант предусматривает снижение задаваемой на время переходного процесса мощности на определенную величину или до нуля. Тогда разгон оказывается наиболее быстрым, сокращается время работы с повышенными затратами топлива. В ряде случаев это ускоряет разгон всего транспортного средства. Однако данный вариант связан с провалом силы тяги, что при малом запасе скорости может вызывать остановку автопоезда, например, на подъеме. Кроме того, восстановление силы тяги по окончании переходного процесса приводит к рывку, который может быть неожиданным и неприятным для водителя.

Более рациональным является предлагаемый вариант, предусматривающий сохранение задаваемой мощности на исходном уровне на время переходного процесса. При этом отсутствует провал силы тяги, а время разгона дизель-генератора сокращается за счет задержки роста мощности нагрузки. Скачок мощности в конце процесса относительно невелик и сглаживается за счет значительной массы автопоезда.

На рисунке 2 представлена функциональная схема системы автоматического регулирования (САР) дизель-генератора, реализующая предложенные принципы управления.

Тяговый генератор Г через выпрямитель В обеспечивает питание нагрузки, которой яв-

ляются тяговые электродвигатели. Его обмотка возбуждения подключена через управляемый выпрямитель УВ к вспомогательному генератору ГВ, имеющему постоянную величину напряжения.

Педаля акселератора на тягаче ПА имеет датчик положения ДП, сигнал которого α приходит на программный блок ПБ, обеспечивающий ступенчатое управление всережимным регулятором частоты вращения ВРЧВ дизеля СДЭА. Этот же сигнал поступает в канал регулирования мощности и канал ограничения тока. Первый из них содержит датчик тока ДТ, датчик напряжения ДН, умножитель У, устройство сравнения УС7, функциональный преобразователь ФП2, реализующий зависимость между сигналом заданной электрической мощности генератора P_3 и сигналом α , инерционный элемент ИЭ2, задерживающий изменение выходного сигнала относительно сигнала P_3 , коммутатор К, переключающий соединение выходной цепи с входами, формирователь Ф, реагирующий на сигналы рассогласования от устройств сравнения и формирующий сигнал управления выпрямителем УВ Δ . Канал ограничения тока включает в себя датчик ДТ, устройство сравнения УС5 и формирователь ФП1, обеспечивающий взаимосвязь сигнала максимального тока генератора I_3 и сигнала α . Имеется канал ограничения напряжения, содержащий датчик напряжения ДН и устройство сравнения УС6, где сравниваются постоянный задающий сигнал по напряжению U_3 и сигнал обратной связи по напряжению U . В САР также есть канал ограничения частоты вращения, куда входят блок ПБ, датчик частоты вращения дизеля ДЧВ, четыре устройства сравнения УС1-УС4, инерционный элемент ИЭ1, задерживающий изменение выходного сигнала относительно сигнала заданной минимальной частоты вращения n_3 , четыре нелинейных элемента НЭ1-НЭ4.

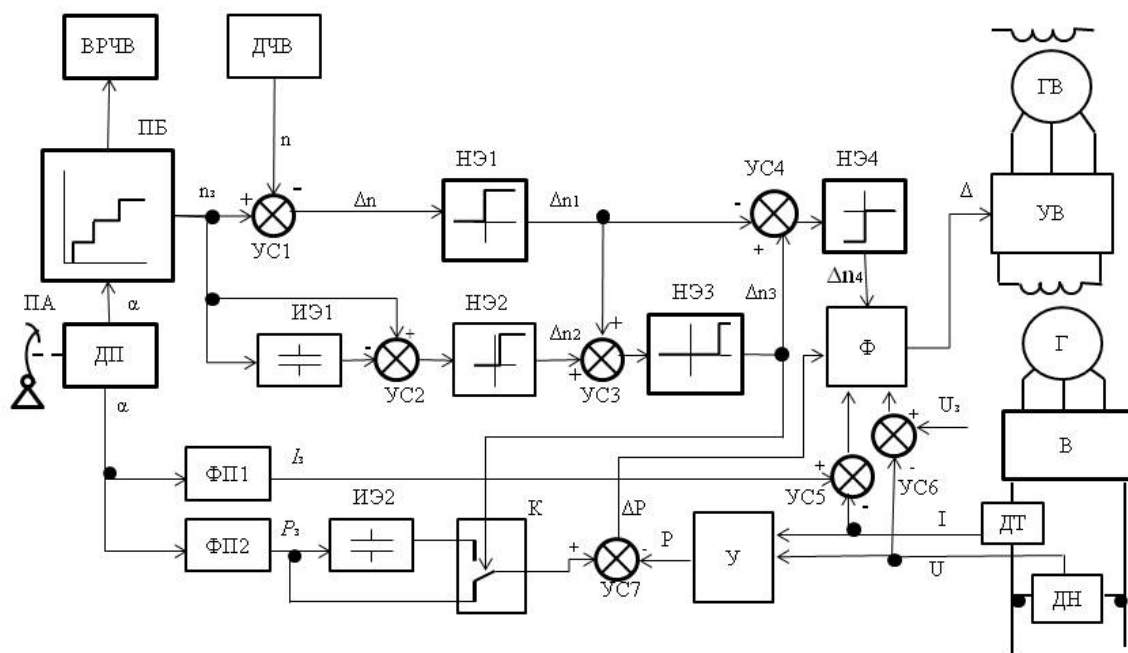


Рисунок 2 – Функциональная схема системы автоматического регулирования (САР) дизель-генератора

Формирователь Ф имеет четыре входа. При положительных или нулевых сигналах на всех входах он формирует сигнал Δ , открывающий выпрямитель УВ и увеличивающий ток возбуждения генератора Г. При отрицательном сигнале хотя бы на одном входе формирователь изменяет сигнал Δ на запирающий, и ток возбуждения уменьшается.

Устройства сравнения представляют собой сумматоры, суммирующие входные сигналы с указанными на схеме знаками. Нелинейные элементы реагируют на знак и величину входного сигнала и имеют два состояния: нулевой выходной сигнал, соответствующий логическому нулю, и сигнал большой величины, соответствующий логической единице. Элементы НЭ2 и НЭ3 имеют также зону нечувствительности, что отражено на схеме. Инерционные элементы характеризуются большой постоянной времени, позволяющей сохранить выходной

сигнал практически неизменным на время перехода дизеля на более высокую регуляторную характеристику.

При движении водитель перемещает педаль ПА. По сигналу α датчика ДП блок ПБ выдает команду всережимному регулятору ВРЧВ на вывод двигателя в соответствующий скоростной режим и устанавливает сигнал n_3 , соответствующий минимально допустимой частоте вращения дизеля для заданной ступени переключения. Сигнал α поступает также в канал регулирования мощности, где преобразуется в сигнал заданной мощности генератора P_3 . САР поддерживает заданную мощность путем сравнения сигнала задания с сигналом обратной связи P и воздействия разностным сигналом на формирователь Φ и выпрямитель УВ. В системе имеются задающие сигналы максимального напряжения и максимального тока генератора G . Последний поступает от преобразователя ФП1. Эти сигналы сравниваются устройствами УС5 и УС6 с сигналами обратной связи U и I от датчиков соответственно ДН и ДТ. Если любой из разностных сигналов будет отрицательным, формирователь Φ создаст запирающий сигнал Δ . Таким образом, возникает ограничение напряжения и тока в заданных пределах.

При возникновении перегрузки дизеля сигнал частоты вращения n становится меньше сигнала n_3 , разностный сигнал Δn и сигнал Δn_1 будут положительными, а сигнал Δn_4 отрицательным. Выпрямитель УВ закрывается, и ток возбуждения падает. При снятии перегрузки происходят обратные процессы. Таким образом, САР обеспечивает защиту от перегрузки, которая может возникнуть в результате дрейфа характеристик дизеля и управляющих устройств, а также увеличения вспомогательной нагрузки.

В режимах, связанных с увеличением мощности и переходом на более высокую регуляторную характеристику, на выходе устройства УС2, в котором сравниваются сигнал от инерционного элемента ИЭ1 и сигнал n_3 , появляется положительный сигнал разности. Сигналы Δn_1 и Δn_2 становятся логической единицей, и их сумма превышает порог в элементе НЭ3. Он также дает сигнал Δn_3 , соответствующий логической единице. На выходе устройств УС4 и НЭ4 имеем нулевые сигналы. В результате ограничение мощности не наступает. Одновременно коммутатор K переключает внутренние цепи, и на устройство УС7 приходит мало изменяющийся сигнал, который будет сохраняться до момента обратного переключения K . Обратное переключение возможно в двух случаях. Первый - наступает после завершения разгона ($\Delta n < 0$), второй - при сбросе педали ПА водителем ($\Delta n_2 < 0$). При этом сигналы Δn_3 и Δn_4 обнуляются и не влияют на работу системы.

Данная схема САР была реализована на экспериментальном автопоезде с СДЭА массой 100т. Она показала свою работоспособность и обеспечила выполнение всех вышерассмотренных функций. Подтверждена полная готовность дизель-генератора к приему нагрузки в режимах с постоянной частотой вращения. В переходных режимах время перехода на более высокую частоту вращения сократилось в 1,5 - 2 раза благодаря задержке нарастания мощности. Все это обеспечило повышение динамических качеств дизель-генератора. Дополнительными положительными эффектами были снижение расхода топлива и уровня шума СДЭА.

Рассмотренные принципы управления и схема САР могут быть применены не только в СДЭА автопоездов, но и в автономном теплоэлектрическом приводе тяжелых автотранспортных средств.

Литература

1. Гладов Г.И., Петренко А.М. Специальные транспортные средства: Проектирование и конструкции. - М.: ИКЦ «Академкнига», 2004. - 320с.
2. Сливинский В.И. и др. Распределение мощности в активных автопоездах с дополнительным тепловым двигателем. В сб. «Исследование и проектирование транспортных средств», вып.166, М., МАДИ. 1979. - с. 8-12.
3. Устройство для регулирования мощности электропривода прицепного звена автопоезда. Авт.: Сливинский В.И., Степанов Е.Ф., Фомин А.П. – Авторское свидетельство СССР № 1065261.

Общие вопросы взаимодействия эластичного колеса с жесткой опорной поверхностью

к.т.н. доц. Абузов В.И., к.т.н. доц. Балабина Т.А., к.т.н. доц. Чепурной С.И.
Университет машиностроения,
8(495)2230523, доб. 1390, tmm@mami.ru

Аннотация. В статье исходя из анализа явлений, происходящих в контакте эластичного колеса с жестким основанием, рассматриваются общие вопросы механики качения колеса, которые впоследствии использованы для более детального исследования фрикционной пары «эластичное колесо – опорная поверхность».

Ключевые слова: колесо, качение, сопротивление качению, трение, касательная сила.

Вопросы, связанные с сопротивлением качению, рассматривались многими авторами. Однако, в виду разбросанности полученных ими результатов по различным литературным источникам, различий применяемых ими подходов к решению этой задачи, полученных результатов, а также неточностей и неопределенностей, обобщим основные вопросы прямолинейного качения цилиндрических колес и проанализируем зависимости, удобные для исследования фрикционной пары «эластичное колесо-опорная поверхность», на которые и будем опираться в дальнейшем.

Так как пара «эластичное колесо-опорная поверхность» относится к фрикционным парам, то при решении поставленных задач воспользуемся следующими допущениями и условиями, применяемыми в теории фрикционных передач:

1. Основание, по которому перекачивается колесо, считаем абсолютно жестким.
2. Форму пятна контакта цилиндрического колеса с жестким основанием принимаем близкой к прямоугольной.
3. Предполагаем, что при прижатии эластичного колеса к жесткому основанию распределение нормальных давлений в продольном направлении контакта близко к параболическому.
4. Реальный закон изменения нормальных давлений по площадке контакта катящегося колеса зависит от конструкции эластичного колеса, его упругих характеристик, условий качения. У пневматических шин низкого и среднего давления он более близок к трапецеидальному закону, высокого - к параболическому. Большой класс колесных машин - машины напольного транспорта (погрузчики, штабелеры, робокары и т.п.), оборудуются массивными резиновыми шинами, для которых отсутствуют экспериментальные данные о распределении нормальных давлений по площадке контакта. В связи с этим на стенде ИДШ-1 в НИИ шинной промышленности были выполнены /1,2/ соответствующие экспериментальные исследования ведомых колес с цилиндрической и тороидальной формой беговых дорожек и с разной толщиной резинового слоя.

Экспериментальные результаты показали, что у рассматриваемых шин распределение нормальных давлений занимает промежуточное положение между параболическим и эллиптическим законами, причем при наличии тороидальной беговой дорожки приближается к параболическому закону в крайних продольных сечениях и к эллиптическому - в средних. По краям пятна контакта (на входе и выходе из него), как показывают экспериментальные данные, эпюра нормальных давлений меняет знак кривизны. Наличие касательной силы в контакте искажает симметричность эпюры нормальных давлений.

Параболический закон распределения нормальных давлений по площадке контакта позволяет получать непрерывные по длине пятна контакта функции интересующих параметров и более полно отражает физическую картину явлений в контакте колеса с основанием. Аналогичный закон использовался в ряде решений прикладных задач, связанных с качением упругих тел /3, 4, 5, 6, 7 и др./. Правомерность использования данного закона будет показана также ниже.

5. Тангенциальные напряжения (или удельные касательные силы) q_t , возникающие на по-

верхности колеса в зоне контакта при реализации касательной силы, принимаем пропорциональными смещениям U точек поверхности колеса:

Тангенциальным смещением называем измеренную по касательной к поверхности колеса величину смещения точки его поверхности относительно радиального луча, на котором находилась эта точка в недеформируемом состоянии колеса.

6. Рассматриваем тангенциальные смещения, возникающие с момента входа точки поверхности колеса в контакт с основанием до момента ее выхода из контакта.
7. Исходя из закона сухого трения Амонтона, тангенциальные напряжения на участке скольжения в зоне контакта принимаем равными величине $q_i^{ck} = \mu q_n$, где μ - коэффициент трения скольжения..
8. Рассматриваем качение колеса с малой скоростью, что позволяет все упругие процессы, происходящие при качении, считать квазистатическими.
9. Рассматриваем установившиеся процессы.
10. Геометрическую неоднородность и дисбаланс колеса, а также влияние микропрофиля опорной поверхности не учитываем.

Качение ведомого и тормозного колес осуществляется, как известно, под действием продольной силы F_x , приложенной к оси колеса параллельно плоскости основания в направлении движения.

При качении ведомого колеса, нагруженного только нормальной нагрузкой, вследствие несовершенной упругости материала имеют место потери на внутреннее трение в материале колеса (гистерезис), которые обуславливают возникновение момента сопротивления M_f и появление силы сопротивления качению F_f - продольной касательной силы, действующей в контакте колеса с основанием в направлении, противоположном движению колеса. Подобная сила сопротивления качению возникает и у тормозного колеса, нагруженного, в сравнении с ведомым колесом, дополнительным тормозным моментом M_m . Наличие этой силы приводит к потере угловой скорости колеса и к проскальзыванию элементов его беговой дорожки относительно основания в зоне контакта.

При качении ведущего колеса, движение которого происходит под действием крутящего момента M_k , в контакте возникает ведущая (тяговая) сила, направленная по ходу колеса. Наличие этой силы вызывает проскальзывание элементов беговой дорожки колеса в зоне контакта с основанием и к потере *линейной* скорости оси колеса.

Механизм возникновения скольжения элементов поверхности колеса относительно основания подробно рассмотрен Вирабовым Р.В. С использованием схемы обращенного механизма «упругое колесо – жесткое основание», на основе теории предварительного смещения им показано, что при установившемся качении вступающие в зону контакта элементы поверхности колеса, не будучи ещё «подготовленными» к восприятию касательной силы и в то же время прижатые к основанию нормальной силой, начинают движение без скольжения, получая при этом тангенциальные смещения (направленные противоположно качению для тормозного и ведомого колес, и по направлению качения – для ведущего колеса). По мере перемещения сцепленных элементов колеса и основания в обращенном механизме в зоне контакта их тангенциальные смещения нарастают, следовательно, нарастает и действующая между сцепленными элементами касательная сила трения. В том месте контакта, где возросшая сила трения достигает предельной по сцеплению, происходит срыв и на всей части контакта, расположенной за точкой срыва, вне зависимости от того, находится ли она в зоне убывающих или возрастающих нормальных давлений, происходит скольжение.

С увеличением потери скорости колеса и соответствующим увеличением действующей в контакте касательной силы, увеличивается зона скольжения, а также мощность потерь на трение в контакте, характеризующая интенсивность износа беговой дорожки и частично – сопротивление качению колеса.

Тангенциальные смещения точек беговой дорожки в зоне контакта могут быть представлены в виде суммы двух слагаемых, одно из которых обусловлено реализацией касательной силы в контакте, а второе - геометрией колеса (его круговой формы в поперечном к

оси сечении).

В работах /6, 7/ показано, что пренебрежение смещениями, обусловленными геометрией колеса, не приводит к существенной погрешности в определении кинематических параметров колеса в функции реализуемой касательной силы. В связи с этим в дальнейшем будем учитывать только тангенциальные смещения точек беговой дорожки колеса, обусловленные реализацией касательной силы.

Исходя из пропорциональности тангенциальных напряжений (удельных касательных сил) тангенциальным смещениям можем написать, что тангенциальные напряжения, обусловленные реализацией касательной силы в контакте, равны:

$$q_{tx} = \lambda_x \cdot U_x = \lambda_x \cdot \xi_x \cdot (a - x).$$

При достижении продольными тангенциальными напряжениями предельной по сцеплению величины $q_{tx} = \mu \cdot q_n$ происходит срыв и начинается скольжение.

Подводимая к колесу мощность при равномерном движении расходуется, кроме совершения полезной работы, на преодоление сопротивления качению, обусловленного гистерезисом в материале шины и потерями на трение скольжения в контакте колеса с опорной поверхностью. Уравнение мощностного баланса имеет вид:

$$P = P_{\Gamma} + P_{\text{тр}} + P_{\text{п}},$$

где: P_{Γ} и $P_{\text{тр}}$ - потери мощности на гистерезис и трение в контакте;

P - подводимая к колесу мощность (для ведущего колеса $P = M_k \omega$, где M_k - подводимый к колесу движущий момент, для ведомого колеса $P = F_x V$);

$P_{\text{п}}$ - отводимая от колеса полезная мощность.

Потеря мощности на трение в контакте эластичного колеса с жестким основанием, обусловленная реализацией в контакте касательной силы, определяется уравнением:

$$P_{\text{тр}} = F_x \cdot \xi_x \cdot V,$$

в котором величины F_x и ξ_x подставляются со своими знаками (F_x и ξ_x положительны для ведущего режима качения и отрицательны для ведомого и тормозного).

При действии небольших касательных сил, раскладывая сначала подкоренное выражение, а затем преобразованный знаменатель в степенные ряды, и отбрасывая при этом члены второго и более высоких порядков малости, приходим к выражению:

$$r_k = r_k^c - \frac{2 \cdot q_{n_0} \cdot r_k^c \cdot a}{3 \cdot \lambda_x \cdot F_z} \cdot F_x,$$

в котором F_x подставляется со своим знаком («плюс» - для ведущего режима качения и «минус» - для ведомого).

Сравнивая последнее уравнение с формулой Е.А.Чудакова

$$r_k = r_k^c \pm \gamma_F F$$

определяющую зависимость радиуса качения эластичного колеса от продольной касательной силы, можно отметить, что они имеют одинаковую структуру. Приравнивая правые части этих равенств, можно получить формулу, позволяющую рассчитывать коэффициент тангенциальной эластичности, входящий в формулу Е.А.Чудакова:

$$\gamma_F = \frac{2 \cdot q_{n_0} \cdot r_k^c \cdot a}{3 \cdot \lambda_x \cdot F_z}$$

или

$$\gamma_F = \frac{a \cdot r_k^c}{2 \cdot k \cdot r_k \cdot F_z \cdot s} \approx \frac{a}{2 \cdot k \cdot F_z \cdot s}.$$

Из совместного решения уравнений мощностного баланса и силового равновесия колеса связь между приложенным к колесу моментом и реализуемой в контакте касательной си-

лой может быть представлена в виде $M = F_x \cdot r_k^c$. Это позволяет установить связь между коэффициентами γ_F и γ_M тангенциальной эластичности в формуле Е.А.Чудакова:

$$r_k = r_k^c - \gamma_M \cdot M = r_k^c - \gamma_F \cdot F_x$$

Отсюда:

$$\gamma_M = \frac{\gamma_F}{r_k^c} = \frac{a}{2 \cdot k \cdot r_k \cdot F_z \cdot s}$$

Входящие в последние формулы величины a и $r_0 = r \cdot W_0$ могут быть определены экспериментально или теоретически. В частности, для определения прогиба W_0 пневматических шин могут быть использованы зависимости, представленные в /8,9/; для массивных резиновых шин - формулы, приведенные в /10, 11/.

Анализ большого количества экспериментальных значений полуширины площадки контакта автомобильных шин с жестким плоским основанием показывает, что с точностью до 1...3% величина a может быть рассчитана по формуле:

$$a = 0,85 \cdot \sqrt{W_0 \cdot (2r - W_0)} \approx 0,85 \cdot \sqrt{2 \cdot r \cdot W_0}$$

К практически таким же результатам пришел В.С.Никитин /12/, получивший экспериментально, что для тракторных шин:

$$a = (0,76...0,84) \sqrt{W_0 (2r - W_0)}.$$

Полученные выше простые выражения позволяют рассчитать γ_M и γ_F с достаточно высокой точностью.

Для подтверждения этого в таблице 1 приводятся расчетные значения γ_M для ряда шин и величины, полученные на основании большой серии экспериментов, выполненных под руководством В.А.Петрушова /9/.

Таблица 1

Параметр (мм/даНм)	Шина		
	И-П184	ОИ-25	И-247
$\gamma_M^{экс.}$	0,05	0,067	0,031
$\gamma_M^{теор.}$	0,053	0,0636	0,034

Сравнение теоретических и экспериментальных результатов показывает их относительно небольшое расхождение, что подтверждает правомерность принятых допущений, а также используемой методики исследования.

При определении потерь мощности на гистерезис в материале шины будем учитывать лишь вертикальную деформацию шины на площадке контакта под действием нормальной нагрузки (поскольку деформация колеса в тангенциальном направлении намного меньше), что позволяет пренебречь потерями мощности на гистерезис в тангенциальном направлении, хотя практически их определение не представляет особых трудностей:

$$M_d = \frac{m_d}{\omega} = \frac{3}{16} \cdot \beta_d \cdot a \cdot F_z.$$

Зная момент от гистерезиса, можно найти также плечо сдвига нормальной реакции основания, обусловленное гистерезисом:

$$b_0 = \frac{M_d}{F_z} = \frac{3}{16} \cdot \beta_d \cdot a.$$

Приравнивая к этому выражению аналогичное выражение $b_0 = f_0 \cdot r_k^c$, выведенное Р.В.Виравовым для того же плеча,

$$b_0 = \frac{3}{16} \cdot \beta_d \cdot a = f_0 \cdot r_k^c$$

получим формулу:

$$f_0 = \frac{3}{16} \cdot \frac{a}{r_k^c} \cdot \beta_d,$$

позволяющую расчетным путем определять коэффициент сопротивления качению ведомого колеса по его параметрам a и β_r , получаемым при статическом прижатии колеса к основанию.

Коэффициент гистерезисных потерь можно найти, воспользовавшись, например, методикой, изложенной в работе /13/.

Как уже отмечалось, при решении задач, связанных с качением эластичных колес (например, нахождение тангенциальных напряжений в контакте, касательной силы, мощности потерь на трение и других), реальный закон изменения нормальных давлений на площадке контакта заменяют обычно упрощенным, чаще всего параболическим, эллиптическим, трапецеидальным или законом постоянных (равных) давлений.

Для сравнения расчетных величин тангенциальной силы и мощности потерь на трение в контакте при разных принимаемых законах изменения нормальных давлений были выполнены расчеты /14/, которые показали, что при реализации касательных сил, близких к предельным по сцеплению, различие упрощенных законов, положенных в основу данного расчета, вносит расхождения в величинах относительной потери скорости, при которой начинается скольжение всех точек поверхности колеса в зоне контакта. Как показывает опыт, это происходит уже при $\xi_x = 0,1 \dots 0,2$. Поэтому с этой точки зрения наиболее близкие к реальности результаты должны давать параболический и трапецеидальный законы, которым и следует отдать предпочтение.

Отметим, что с математической точки зрения, параболический закон нормальных давлений позволяет получить непрерывные функции $F_x=f(x)$; $x_r=f(x)$, в то время как трапецеидальный закон предполагает излом функции, что вынуждает при определении F_x , x_r , $P_{тр}$ и других величин рассматривать отдельно два участка. Вместе с тем зависимости, получаемые с использованием трапецеидального закона, могут быть более простые.

Можно отметить также, что в приближенных расчетах, особенно при небольших касательных силах, вполне применим и самый простой закон распределения нормальных давлений - закон постоянных нормальных давлений, который, хотя и является чрезмерно упрощенным с присущим ему указанным недостатком, позволяет по очень простым зависимостям определять продольную касательную силу и мощность потерь на трение в контакте.

Эллиптический закон распределения нормальных давлений не может быть рекомендован для использования как вследствие отмеченного ранее свойственного ему недостатка, так и в силу того, что приводит к усложненным зависимостям (в частности, при решении двух- и трехмерных задач - к эллиптическим интегралам).

Выше уже отмечалось, что реальное распределение нормальных давлений в контакте реальных колес с жесткой опорной поверхностью для массивных шин и шин высокого давления занимает промежуточное положение между эллиптическим и параболическим законами: более близко к эллиптическому в средней части пятна контакта и к параболическому на краях пятна контакта. В связи с этим для этих шин в расчеты целесообразно вводить коэффициент тангенциальной жесткости λ_x , величина которого имеет среднее значение между величинами, относящимися к эллиптическому и параболическому законам q_n , т.е. принять $\lambda_x=1,3$ /15/.

Литература

1. Ермилов В.Н., Мамаев А.Н. Экспериментальное исследование напряжений в контакте массивной резиновой шины и жесткого основания при прямолинейном качении колеса. - Произв. шин, резинотехнических и асбестотехнических изделий, 1982, №6, с.31-33.
2. Ermilow V.N., Mamajev A.N. Experimental study of the contact stresses between a solid rubber tyre and a rigid surface during rolling of the wheel in a straight line/ - International Polymer Science and Technology, 1983, vol.10, 17, p.78-79.

3. Мамаев А.Н., Вирабов Р.В., Португальский В.М., Чепурной С.И. Определение силовых и кинематических характеристик эластичного колеса при качении по жесткому барабану. - Сб. трудов международной н/т конференции, посвященной 145-летию МГТУ «МАМИ».- М., МГТУ «МАМИ».
4. Мамаев А.Н. Сопротивление качению ведомого колеса по жесткому барабану. - Сб. трудов международной н/т конференции, посвященной 145-летию МГТУ «МАМИ».- М., МГТУ «МАМИ», 2010.
5. Вирабов Р.В., Мамаев А.Н., Маринкин А.П. Влияние режима качения эластичного колеса на величину боковой силы при боковом уводе. Вестник машиностроения, 1986. - № 1. - с.33-35.
6. Вирабов Р.В., Мамаев А.Н. Определение мощности потерь на трение в контакте фрикционной пары - колесо с пневматической шиной-жесткое основание. - Межвуз.сб. научных трудов «Бесступенчато-регулируемые передачи», Ярославль, 1978, с.61-67.
7. Вирабов Р.В., Мамаев А.Н. Анализ кинематических и силовых соотношений при качении колеса по жесткому основанию. - Механика машин, М., Наука, 1980, вып.57, с.101-105.
8. Евграфов В.Н. Исследование влияния рабочих качеств колесного движителя на некоторые технические показатели автопоезда. - Автореферат диссертации на соискание уч.ст. к.т.н., М., МАМИ, 1979.
9. Евграфов В.Н., Московкин В.В., Петрушов В.А., Стригин И.А. Геометрические и кинематические параметры колеса и его сопротивление качению. - Автомоб.промыш., 1982, №8, с.16-17.
10. Мамаев А.Н. Влияние конструктивных параметров эластичных колес на величину их прогиба и размеры площадки контакта с жестким основанием. - Межвуз.сб. научных трудов «Безопасность и надежность автомобиля». - М., МАМИ, 1982, с.203-211.
11. Мамаев А.Н., Алепин Е.А. Определение размеров площадки контакта и прогиба колеса с резиновой шиной при статическом прижатии колеса к жесткому основанию. - Сб. научных трудов «Машиноведение», Челябинск, 1980, №251, с.82-85.
12. Никитин В.С. Влияние нагрузочных режимов колес на тяговые показатели и износ шин трактора колеса. - Автореферат диссертации на соискание ученой степени к.т.н., М., МГМИ, 1989.
13. Мамаев А.Н. Об определении коэффициента гистерезисных потерь высокоэластичных тел качения. - М., НИИНавтопром, 1982, №779, ап-Д82.
14. Алешина М.О., Вуколова Г.С., Мамаев А.Н. Влияние вида принимаемого распределения нормальных давлений в контакте колеса с жестким основанием на расчетные силовые параметры колеса. Депон. в НИИЭИавтопром, №36-ап00 от 03.04.2000 г.
15. Мамаев А.Н. Определение коэффициента тангенциальной эластичности колеса с тороидальной формой беговой дорожки. - Изв. ВУЗов, Машиностроение, 1982, № 10.

**Совершенствование экологических качеств транспортного дизеля
применением средств физико- химического воздействия на процессы
рабочего цикла**

д.т.н. проф. Фомин В.М, Хергеледжи М.В., Атраш Р.

Университет машиностроения
mixalichDM@mail.ru, hergheledji@mail.ru

Предложен метод совершенствования экологических характеристик дизеля на основе применения биологического и водородосодержащего соединений в качестве средств физико-химической активации процессов рабочего цикла.

Ключевые слова: дизель, выбросы вредных веществ, водород, физико-химический реагент.

Проблема экологической безопасности неуклонно растущего транспортного комплекса обуславливает необходимость внедрения новых методов и перспективных технологий,

обеспечивающих выполнение все более ужесточающихся нормативных требований по выбросам вредных веществ (ВВ) с отработавшими газами (ОГ) транспортными двигателями внутреннего сгорания (ДВС). К наиболее перспективным направлениям повсеместно относят развитие методов дальнейшего совершенствования процессов рабочего цикла ДВС. В связи с тем, что реализация традиционных методов часто сопряжена с повышенными финансовыми и технологическими затратами, основной удельный вес перемещается в область поиска альтернативных решений, в частности, основанных на использовании средств реакционно-химического управления этими процессами. При этом предполагается, что экологическая чистота рабочего процесса двигателя должна быть обеспечена при одновременном улучшении его топливной экономичности, что трудно осуществимо при использовании других методов.

В качестве одного из таких эффективных средств являются биологические соединения, производимые из растительных масел, которые в настоящее время находят широкое распространение в транспортной энергетике как заменители традиционных моторных топлив. При этом, учитывая сложный характер влияния доли добавленного к базовому топливу биологического средства на эколого-экономические показатели дизеля, задача выбора оптимальной его добавки для конкретного двигателя должна ставиться как оптимизационная.

Другим эффективным средством, улучшающим кинетические и экологические качества процесса сгорания углеводородного топлива, является водород, высокая эффективность водорода как химического активатора горения (реагента) подтверждена данными многочисленных экспериментов [1]. Однако, массовое использование водорода в дизелях в качестве химического активатора сдерживается отсутствием инфраструктуры его производства и распределения, высокой стоимостью, низким уровнем эксплуатационной безопасности. Экономически оправданный и безопасный способ, предложенный в данной работе, предусматривает аккумулярование (хранение) водорода на борту транспортного средства в химически связанном состоянии в виде жидкого соединения (метанола) [1]. Для синтеза водородосодержащего продукта (с содержанием H_2 65% об.) используется бортовая система с термокаталитическим реактором конверсии метанола. Необходимые температурные условия для организации конверсионного процесса в реакторе обеспечиваются за счет использования тепловой энергии ОГ [1].

Априори предполагается, что удачно скоординированное воздействие на параметры процессов рабочего цикла дизеля одновременно двух физико-химических факторов, один из которых привнесен применением оптимизированной добавкой к дизельному топливу биологического средства, а другой – применением синтезированного водородосодержащего газа, предопределяет возможность совокупного решения проблемы совершенствования экологических качеств ДВС. Ниже излагается вариант метода для такого решения.

Так как указанные выше средства активации по своим реакционным свойствам способны обеспечить необходимую индивидуальную направленность (избирательную способность) и эффективность воздействия на процессы рабочего цикла двигателя, они могут рассматриваться как химические реагенты.

Смысловое понятие «*водородный физико-химический реагент*» следует интерпретировать с учетом функциональных свойств, которые он проявляет в процессах, лежащих в основе организации рабочего цикла двигателя. Если добавка водорода значительная и по энергетическому эквиваленту соизмерима с основным топливом, то водород как *энергоноситель* выступает в роли самостоятельного (энергетически равноправного) компонента смесового топлива. Однако в этом случае приходится учитывать, что повышаются уровни температуры и максимального давления сгорания, скорость его изменения в рабочем цикле двигателя, возрастает эмиссия оксидов азота NO_x .

Другой характер приобретает процесс сгорания, если строго дозированная незначительная по массе присадка к рабочему телу водорода как *химического реагента* оптимизирована и согласована по условию предельно возможного снижения эмиссии ВВ.

Заметим, что здесь речь идет не как о физическом понимании *добавка* к топливу, а как

о химическом определении *присадки* (обладающей реакционным свойством) к реагирующей среде. В этом случае влияние водородного реагента, как источника активных центров, проявляется главным образом в механизме химической кинетики образования ВВ. В итоге эмиссия ВВ уменьшается практически без повышения исходных максимальных уровней температуры и давления в рабочем цикле двигателя. Количественная доля дозированной присадки водорода к рабочему телу двигателя, обуславливающая его свойства как химического реагента, установлена результатами исследования, приведенными ниже.

Термин «*биологический физико-химический реагент*» определяет биологическую добавку к рабочему телу дизеля, обладающую совокупной способностью проявлять свои свойства в физических и химических актах реагирования углеводородной среды. В нашем случае добавка биологического компонента достаточно большая и по энергетическому эквиваленту соизмерима с базовым топливом. При этом биологическая добавка к топливу как *энергосодитель* выступает в роли самостоятельного (энергетически равноправного) компонента топлива, которое в данном случае можно рассматривать как бинарное или двухкомпонентное.

Свойства биологического компонента как физического реагента обусловлены такими его показателями как плотность, динамическая вязкость и поверхностное натяжение, которые в значительной мере определяют физические качества процесса смесеобразования, а, следовательно, рабочего цикла в целом.

В то же время добавление к базовому углеводородному топливу кислородосодержащего биологического компонента (как «поставщика» дополнительного кислорода) способствует изменению не только физических, но и химических свойств горючей смеси, что сказывается на ее кинетических характеристиках сгорания (повышении скоростей окислительных реакций углеводородов и продуктов их неполного сгорания в присутствии избыточного кислорода). В этом смысле биологический компонент можно рассматривать как средство изменения реакционной способности реагирующей среды, что очевидно является одним из характерных свойств, проявляемых химическими реагентами. Таким образом, сказанное выше позволяет интерпретировать биологическую добавку к топливу как средство, обладающее совокупной способностью физических и химических воздействий на процессы рабочего цикла двигателя.

Одним из важнейших целевых задач при обосновании предлагаемого метода является задача выбора оптимального количественного соотношения доз физико-химических реагентов, вводимых в рабочее тело дизеля, по условию предельно возможного улучшения его экологических качеств.

Общеизвестно [2], что применение биологических добавок к базовому топливу во многом решает задачи, связанные с удовлетворением современных нормативных требований к дизелям. Однако, учитывая сложный характер влияния этих добавок на процессы рабочего цикла основная задача оптимизации должна быть увязана с эффективностью рабочего цикла данного дизеля, а также с нормируемыми экологическими показателями ОГ двигателя.

Методы оптимизации компонентного состава биоуглеводородных бинарных топлив подробно рассмотрены в работе [2]. В данном исследовании разработка комплекса технических средств, реализующих предлагаемый метод, адаптируется к дизелям транспортных средств категории «Т». В данной работе в качестве объекта исследования выбран тракторный дизель 4Ч 10,5/12 (Д-144) транспортного средства категории «Т», и выбор оптимального содержания биологического компонента в составе бинарного топлива проводился именно для данного дизеля с учетом известных его эколого-экономических характеристик.

Ранее было установлено [2], что для данного дизеля оптимальному варианту отвечает содержание биологического компонента в составе бинарного топлива в диапазоне 35...45%. Исходя из этого, в процессе разработки предложенного метода было принято среднее значение этого диапазона, соответствующее 40% содержанию биологического компонента в смеси топлива.

Однако, как было установлено ранее [2], добавление оптимизированной биологической составляющей к дизельному топливу, хотя и решает проблему снижения выбросов ВВ по це-

лему ряду нормируемых компонентов ОГ (CO , CH и $ДЧ$), однако не решает проблему в полном объеме, в частности, важную проблемную задачу, связанную с повышенной эмиссии оксидов азота. Отсюда становится очевидной целесообразность применения водородосодержащего реагента как высокоэффективного реакционного средства для комплексного решения всех целевых задач данного исследования.

Ранее проведенными исследованиями [1] установлено, что оптимальная присадка водорода как химического реагента к горючей смеси по условию максимального снижения эмиссии ВВ должна соответствовать (по энергетическому эквиваленту) 1,6...1,8% от химической энергии основного топлива (~0,6% по массовому показателю). Данные были получены при испытаниях двигателей, работающих на углеводородных топливах. Учитывая то, что в компонентном составе топлива при добавлении к нему биологического продукта доля углеводородной составляющей превалирует (60%), то в первом приближении можно допустить проявление реагентом подобного эффекта и в отношении ко всему смесевому топливу. Подтверждением этому может служить известное из теории катализа положение, что химическая реакция окисления (сгорания) *любого вида топлива* может быть инициирована с помощью средств химической активации. Таким образом, можно предположить, что подобное активирующее воздействие водородного реагента распространится и на биологическую составляющую бинарного топлива.

Однако при этом следует учитывать, что химическая энергия (теплота сгорания) используемого в нашем исследовании бинарного топлива ниже углеводородного (дизельного) топлива и составляет 40,4 МДж/кг. Поэтому количество присадки продуктов конверсии метанола (ПКМ) по водороду для бинарного топлива уменьшалось с учетом отличия в показателях его теплоты сгорания и дизельного топлива. В окончательном виде оптимальная доза присадки водородного реагента для бинарного топлива была уточнена опытным путем и соответствовала 0,65% масс. С учетом указанных выше соображений и известных экологических и топливно-экономических характеристик исследуемого дизеля установлен алгоритм управления расходом водородного компонента, содержащегося в ПКМ, через систему питания ДВС по условию максимального снижения эмиссии ВВ, а также функциональные параметры реактора конверсии метанола как генератора водородосодержащего химического реагента.

Как следует из рассмотренного выше, предлагаемый метод в своей основе направлен на поиск не требующего серьезных технологических затрат, но эффективного метода решения обозначенных целевых задач данного исследования. Метод базируется на двух основных положениях, которые в общем виде могут быть сформулированы следующим образом:

1. Добавка биологического компонента к базовому топливу является эффективным физико-химическим средством улучшения экологических качеств дизеля. Достижение предельно возможного улучшения этих качеств возможно при условии оптимального добавления биологического компонента к базовому топливу с учетом конкретного способа организации рабочего процесса дизеля.
2. Одной из сопутствующих проблемных задач, возникающей при использовании биологических продуктов в качестве средств физико-химического совершенствования рабочего цикла дизеля, является повышение эмиссии оксидов азота, без успешного решения которой эффективная реализация предлагаемой концепции представляется проблематичной. С целью снижения эмиссии с ОГ оксидов азота в состав рабочего тела дизеля дополнительно вводится строго дозированная порция водородосодержащего химического реагента. Благодаря применению этого реагента дополнительно прогнозируется также повышение эффективности использования энергии топлива.

Таким образом, концепция предлагаемого метода отображает скоординированное и совокупное воздействие на процессы рабочего цикла дизеля одновременно двух физико-химических факторов, один из которых привнесен оптимизированной биологической добавкой к базовому топливу, а другой – применением строго дозированной присадкой к горючей смеси водородосодержащего химического реагента.

Совместное с биологической добавкой использование высокоэффективного водородного реагента, следует рассматривать как один из вариантов решения ряда проблемных вопросов, привносимых этой добавкой. В данном случае водородный реагент выполняет функции активирующего средства, которое дополняет уровень повышения экологические качества дизеля, реализуемый применением биологического реагента, обеспечивая при этом возможность решения характерных проблемных задач, возникающих при этом.

В качестве биологического реагента используется метиловый эфир рапсового масла (МЭРМ), а в качестве химического реагента - водородосодержащие продукты, генерируемые в бортовом реакторе на основе конверсии метанола.

При формировании системы технических средств, реализующих концепцию предлагаемого метода, были использованы хорошо зарекомендовавшие в исследовательской практике уже известные технологии изготовления бортовых генераторов водородосодержащего продукта. Эти технологии, разработанные в ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ» и МГМУ (МАМИ), были усовершенствованы в последнее время с использованием результатов исследований, проведенных в рамках совместного сотрудничества в Институте катализа РАН и на Уральском химическом комбинате [1].

Для проверки эффективности предложенного метода проведена экспериментальная апробация на испытательном стенде с дизелем типа 4Ч 10,5/12,

Программа испытаний строилась в русле стандартного регламента 8-режимного испытательного цикла Правил ЕЭК ООН № 96 для дизелей транспортных средств категории «Т» [3].

Установлено, что средне интегральные за испытательный цикл удельные выбросы нормируемых компонентов ОГ (CO , CH и $ДЧ$) для дизеля 4Ч 10,5/12 при его переводе на работу на бинарном топливе с оптимизированным компонентным составом (60% дизельного топлива + 40% МЭРМ) были снижены (рисунок 1). Однако при этом выбросы оксидов азота, как и ожидалось, возрастали по отношению к исходному варианту (работа на дизельном топливе), который для наглядности на диаграмме рисунка 1 принят в качестве базового.

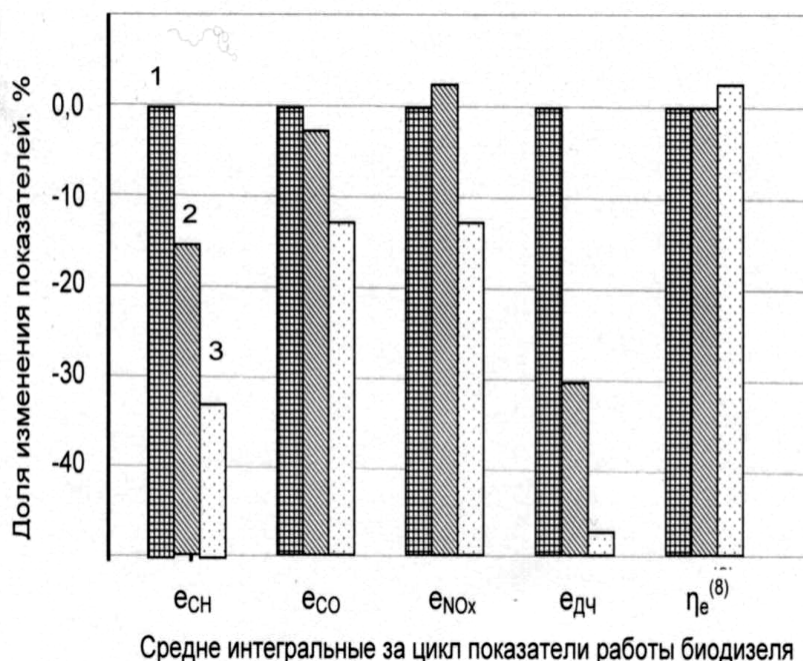


Рисунок 1 – Влияние оптимизированной добавки МЭРМ к дизельному топливу и присадки водородного реагента на средне интегральные за испытательный цикл удельные массовые выбросы нормируемых компонентов ОГ (CO , CH и $ДЧ$) и интегральный эффективный КПД дизеля при его работе по регламенту испытательного цикла Правил R96 ЕЭК ООН: 1 – дизельное топливо; 2 – смесевое топливо; 3 - смесевое топливо + H_2 -реагент

При работе дизеля на том же бинарном топливе с присадкой водородосодержащего реагента к рабочему телу средне интегральные за цикл удельные массовые выбросы по сравнению с исходным вариантом уменьшились: для монооксида углерода на 11,2%, для углеводородов на 32,8%, для дисперсных частиц на 48%, (рисунок 1). При этом выбросы NOx оказались ниже уровня выбросов этого компонента ОГ не только для дизеля, работающего на смесевом биоуглеводородном топливе, но и для его исходного варианта (на 11,9%).

Средне интегральный за цикл удельный эффективный расход топлива увеличился на 1,3% вследствие более низкой теплоты сгорания бинарного топлива по сравнению с углеводородным (дизельным) топливом. Однако эффективность использования энергии этого топлива возросла, о чем свидетельствует повышение результирующего за испытательный цикл эффективного КПД $\eta_e^{(8)}$ на 3,5%.

Таким образом, становится очевидной целесообразность скоординированного и совокупного воздействия на показатели работы дизеля одновременно двух факторов: оптимизация компонентного состава смесевого топлива и применение химического реагента, а, следовательно, эффективность предложенного метода в целом.

С учетом данных проведенного исследования можно утверждать, что предложенный метод совершенствования экологических качеств транспортного дизеля и комплекс физико-химических средств его реализующий может быть направлен на разработку новых типов рабочего процесса дизелей, а также модификацию уже существующих.

Литература

1. Фомин В.М. Системы химического воздействия на параметры рабочего процесса дизеля. // Тракторы и сельскохозяйственные машины.-2003. № 10. с. 11-15.
2. Фомин В.М., Атраш Р. Разработка бинарных топлив на основе биоуглеводородных композиций оптимизированного компонентного состава для энергетических установок транспортных средств. // Транспорт на альтернативном топливе. 2012. № 4(28).
3. ГОСТ Р 41.96 – 2005 (Правила ЕЭК ООН №96) Единообразные предписания, касающиеся двигателей с воспламенением от сжатия, предназначенных для установки на сельскохозяйственных и лесных тракторах и внедорожной техники, в отношении выброса вредных веществ этими двигателями. Введ. 2008.01.01. Издание офиц. М.: Стандарт информ,-2005. 108 с.

**АННОТАЦИИ СТАТЕЙ,
ОПУБЛИКОВАННЫХ В ТОМЕ 1 ДАННОГО НОМЕРА ЖУРНАЛА**

**РАЗДЕЛ 1. НАЗЕМНЫЕ ТРАНСПОРТНЫЕ СРЕДСТВА, ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ
УСТАНОВКИ И ДВИГАТЕЛИ**

Турбовентилятор для системы охлаждения наддувочного воздуха транспортного турбодизеля

к.т.н. Андреенков А.А.

Университет машиностроения

8(495)702-56-86, andreyandre@yandex.ru

Математическим моделированием работы турбодизеля (мощность 404 кВт) с турбовентиляторной системой охлаждения наддувочного воздуха определено влияние противодавления, обусловленного наличием турбовентилятора, на параметры двигателя на номинальном режиме.

Ключевые слова: силовая турбина, турбовентилятор, турбодизель с ОНВ, улучшение топливной экономичности.

Turbo fan for intercooling system of transport turbodiesel engine

Ph.D. A. A. Andreenkov

Moscow State University of Mechanical Engineering (MAMI)

+7(495)702-56-86, andreyandre@yandex.ru

Influence of back pressure, caused by turbofan, on engine parameters at nominal mode is defined by mathematical modeling of the turbodiesel (power 404 kW) with turbofan intercooling system.

Keywords: power turbine, turbofan, turbodiesel with intercooling, improved fuel economy

Математическое описание и оптимизация рабочих характеристик трансмиссии и тормозного управления в задачах оптимального проектирования автомобилей

к.т.н. доц. Ахмедов А.А., д.т.н. проф. Бахмутов С.В.

Университет машиностроения

akhm@mami.ru, 8 (495) 223-05-23, доб. 1587

Представлены обобщенные рабочие характеристики трансмиссии и тормозного управления автомобиля для постановки и решения многокритериальных параметрических задач с регулируемыми конструктивными параметрами. Получены характеристики регулирования конструктивных параметров трансмиссии и тормозного управления легкового автомобиля класса В с учетом микропрофиля дороги.

Ключевые слова: многокритериальная параметрическая оптимизация, автомобильная техника, управляемость и устойчивость, трансмиссия, тормозное управление, микропрофиль дороги.

Mathematical description and optimization of performance of transmission and brake control in problems of optimal vehicle engineering

Ph.D. A.A. Akhmedov, Dr.Eng., Prof. S.V. Bakhmutov

Moscow State University of Mechanical Engineering (MAMI)

akhm@mami.ru, +7 (495) 223-05-23 ext. 1587

The article provides a summary of performance of vehicle transmission and brake control for formulating and solving multiobjective parametric problems with adjustable design parameters. Characteristics for regulation of design parameters of transmission and brake control of class "B" passenger car are determined based on the road microprofile.

Keywords: multiobjective parametric optimization, motor vehicles, handling and

stability, transmission, brake control, road microprofile.

Стенд для испытаний ременных передач на тяговую способность и коэффициент полезного действия

к.т.н. проф. Баловнев Н.П., Дмитриева Л.А., Семин И.Н.

Университет машиностроения

(495) 223-05-23, доб. 1500, dm@mami.ru

Описываются экспериментальный стенд для исследований тяговой способности и коэффициента полезного действия ременных передач с различными способами натяжения ремня.

Ключевые слова: ременная передача, способ натяжения, тяговая способность, коэффициент полезного действия.

Test-bench for tractive ability and efficiency tests of belt drives

Ph.D., Prof. N.P. Balovnev, L.A. Dmitrieva, I.N. Semin

Moscow State University of Mechanical Engineering (MAMI)

+7(495) 223-05-23 ext. 1500, dm@mami.ru

The paper describes the test-bench for testing of tractive ability and efficiency of belt drives with different methods of belt tensioning.

Keywords: belt drive, belt tension, tractive ability, efficiency.

Экспериментальная оценка тяговой способности ременных передач с различными способами натяжения ремня

к.т.н. проф. Баловнев Н.П., Дмитриева Л.А., Семин И.Н.

Университет машиностроения

(495) 223-05-23, доб. 1500, dm@mami.ru

Описываются результаты экспериментальных исследований тяговой способности ременных передач с различными способами натяжения ремня.

Ключевые слова: клиновой ремень, способ натяжения, тяговая способность.

Experimental estimate of tractive ability of belt drives with different methods of belt tensioning

Ph.D. Prof. N.P. Balovnev, L.A. Dmitrieva, I.N. Semin

Moscow State University of Mechanical Engineering (MAMI)

+7(495) 223-05-23, ext. 1500, dm@mami.ru

The article considers the results of experimental researches of tractive ability of belt drives with different methods for belt tensioning.

Keywords: V- belt, belt tensioning, tractive ability.

К вопросу исследования устойчивости и управляемости гибридного автомобиля с изменяемым в процессе движения типом привода

к.т.н. Баулина Е.Е., к.т.н. доц. Дементьев Ю.В., Итурралде П., Кислов А.А.

Университет машиностроения

8(495)223-05-23, доб. 1204, baulina@mami.ru

В статье рассмотрены проблемы устойчивости и управляемости автомобиля с комбинированной энергетической установкой (КЭУ) при изменении типа привода в процессе движения.

Ключевые слова: КЭУ, параллельная схема КЭУс приводом на разные оси, устойчивость, управляемость, смена привода, отклонение бокового ускорения, отклонение угловой скорости.

Study of stability and controllability of hybrid car with variable-in-motion drive

Ph.D. E. E. Baulina, Ph.D. Y. V. Dementyev, P. Iturralde, A. A. Kislov

Moscow State University of Mechanical Engineering (MAMI)

+7(495)223-05-23 ext. 1204, baulina@mami.ru

The article considers the problems of stability and controllability of the car with a combined power plant on changing of drive type in motion.

Keywords: combined power plant, parallel hybrid power plant with drive on different

axes, stability, handling, drive change, deviation of lateral acceleration, angular velocity deviation.

Перспективы создания среднетоннажных грузовых городских автомобилей с комбинированными энергетическими установками с использованием системы тягового электрооборудования российского производства

д.т.н. проф. Бахмутов С.В., к.т.н. проф. Серебряков В.В., к.т.н. Баулина Е.Е., Куликов А.И., Филонов А.И.

Университет машиностроения
8(495)223-05-23 (1204) *baulina@mami.ru, filonov@mami.ru*

В статье рассмотрены перспективы создания среднетоннажных грузовых городских автомобилей с комбинированными энергетическими установками с использованием компонентов российского производства. Описываются преимущества и недостатки выбранной схемы КЭУ. Обосновывается необходимость применения стендовых установок для проведения экспериментальных исследований.

Ключевые слова: комбинированная энергетическая установка (КЭУ), последовательно-параллельная схема КЭУ, торцевые электромашины, комплексная система энергообеспечения.

Prospects medium-tonnage urban commercial vehicles with hybrid power plant with Russian-made tractive electrical equipment

Dr.Eng., Prof. S.V. Bakhmutov, Ph.D. V.V. Serebryakov, Ph.D. E.E. Baulina, A.I. Kulikov, A.I. Filonov

Moscow State University of Mechanical Engineering (MAMI)
+7(495)223-05-23 ext. 1204, *baulina@mami.ru, filonov@mami.ru*

The article describes the prospects of development of medium cargo urban vehicles with combined power plants using components manufactured in Russia. It also describes advantages and disadvantages of the chosen layout of powertrain. The authors justify the necessity of application of test benches for experimental studies.

Keywords: hybrid power plant, series-parallel layout of hybrid powertrain, end electric machines, complex system of energy supply.

Метод прогнозирования усталостной долговечности в условиях квазимонотонной деградации физико-механических свойств объекта

д.т.н. проф. Боровских В.Е., Подвойский А.О.
Саратовский государственный технический университет
+7-937-221-18-75, *podvoiskijalex@mail.ru*

Предлагается метод оценки ресурса объекта в условиях квазимонотонного ухудшения параметров качества системы, инвариантный относительно класса в общем случае нестационарного стохастического процесса сложной структуры.

Ключевые слова: стохастический процесс; деградационный процесс; вычет предела выносливости; энергия выброса.

Method of forecasting of fatigue durability in the conditions of quasimonotonous degradation of physico-mechanical properties of an object

Dr. Eng., Prof. V. E. Borovskikh, A. O. Podvoyskiy
Saratov State Technical University
+7-937-221-18-75, *podvoiskijalex@mail.ru*

The authors consider the method of object life estimation in the conditions of quasimonotonous degradation of system quality parameters, invariant relative to a class of generally non-stationary stochastic process of complex structure.

Keywords: stochastic process; degradation process; deduction of endurance limit; energy of emission.

Моделирование устройства балансировки Li-Ion аккумуляторной батареи с коммутируемыми конденсаторами для электромобиля

Варламов Д.О.

Университет машиностроения
8(916)513-72-16, varlamovd@mail.ru

В статье рассмотрены принцип работы и способ построения схемы моделирования устройства балансировки с коммутируемым конденсатором для Li-Ion аккумуляторной батареи в программе Matlab Simulink. Сделаны выводы о возможности применения устройства балансировки с аккумуляторной батареей электромобиля.

Ключевые слова: устройство балансировки, коммутируемый конденсатор, литиевый аккумулятор, моделирование.

Modeling of the device for balancing of a Li-Ion battery with switched capacitors for electric vehicles

D.O. Varlamov

Moscow State University of Mechanical Engineering (MAMI)
+7-916-513-72-16, varlamovd@mail.ru

The article describes the principle and method of constructing a simulation circuit of balancing devices with switched capacitors for Li-Ion battery in Matlab Simulink program. Conclusions are drawn about the possibility of balancing device with a battery of an electric vehicle.

Keywords: balancing device, switched capacitor, lithium battery, simulation.

Приближенный метод расчета шума впуска ДВС

к.т.н. доц. Вахитов Ю.Р., к.т.н. доц. Загайко С.А.

Уфимский государственный авиационный технический университет (г. Уфа)
8 (347) 273-05-53, vakhitov51@mail.ru, zenit_sz@mail.ru

В статье рассматривается приближенный метод расчета шума впуска ДВС, основанный на зависимостях между уровнем шума и параметрами потока воздуха во впускном патрубке двигателя, которые получены численными расчетами. Приведены погрешности предложенного метода.

Ключевые слова: приближенный метод, шум впуска ДВС, уровень шума, впускной патрубок, численный расчет.

Approximate method for calculating of internal combustion engine intake noise

Ph.D. Y. R. Vakhitov, Ph.D. S. A. Zagayko

Ufa State Aviation Technical University
+7 (347) 273-05-53, vakhitov51@mail.ru, zenit_sz@mail.ru

In article the approached method of calculation of noise of admission ICE, based on dependences between noise level and parameters of a stream of air in an inlet branch pipe of the engine which are received by numerical calculations is considered. Errors of the offered method are resulted.

Keywords: approximate method, noise of internal combustion engine intake, noise level, inlet pipe, numerical calculation.

Методика выбора рационального сочетания материалов для сэндвич-панелей кузова автобуса

Воронков О.В., к.т.н. проф. Песков В.И.,

Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева
+7-920-027-87-04, +7-964-834-89-72

В статье приведены основные принципы и формулы, позволяющие на ранних этапах проектирования оценить рациональность применения того или иного материала в конструкции несущего основания или крыши автобусного кузова, выполненных в виде трехслойной панели (сэндвич-панели) с «ребристым» средним слоем. При этом учитываются весовые и механические характеристики материала, а также наличие стандартного ряда толщин листов из

данного материала.

Ключевые слова: сэндвич-панели, проектирование основания или крыши кузова автобуса.

Methods of selecting the rational combination of materials for sandwich panels of a bus body

O. V. Voronkov, Ph.D., Prof. V. I. Peskov
Alekseev Nizhny Novgorod State Technical University
 +7-920-027-87-04, +7-964-834-89-72

The article contain main principles and formulas which allow to predict possible weight or price benefits of introduction of new materials in sandwich panel structure used as floor or roof of self-carrying bus body during early steps of structure development. Weight, mechanical and price properties of materials and discrete row of sheet thicknesses are taken into account.

Keywords: sandwich panels, development of bus body base and roof.

Кинестатическое исследование подъемного механизма

к.т.н. доц. Гебель Е.С., Журсенбаев Б.И., Сарбасов А.Т.
 БГОУ ВПО «ОмГТУ», ДГП «ИММ им. У.А. Джолдасбекова», Атырауский инженерно-гуманитарный институт
 8-3812-65-21-76, *Gebel_es@mail.ru*

В статье разработан векторно-матричный метод определения движущей силы и сил реакции в кинематических парах многозвенного рычажного механизма с изменяемым замкнутым контуром, который позволяет получить аналитические выражения искомых параметров в явном виде. Проведено кинестатическое исследование синтезированного подъемного механизма, по результатам которого сделаны рекомендации по выбору гидроцилиндра.

Ключевые слова: подъемный механизм, кинестатический анализ, векторно-матричный метод.

Kinetostatical analysis of a lifting mechanism

Ph.D. E.S. Gebel, B.I. Zhursenbaev, A.T. Sarbasov
Omsk State Technical University, Dzholdasbekov Institute of Mechanics and Engineering,
Atyrau Institute of Engineering and Humanities
 +7-3812-65-21-76, *Gebel_es@mail.ru*

This article considers the developed vector-matrix method for determining of driving forces and reaction forces in kinematic pairs of multilever linkage with adjustable closed circuit, which allows obtaining of analytical expressions of desired parameters in an explicit form. As a result of the kinetostatical analysis of lifting mechanism there are received recommendations for selection of a hydraulic cylinder.

Keywords: lifting mechanism, kinetostatical analysis, vector-matrix method.

Комплексная автоматизация автозаправочных станций

Головкова Е.О., д.т.н. проф. Софиев А.Э.
 ООО «Газпромнефть-центр», Университет машиностроения
 (495) 981-33-63 (*6249), *golovkova.eo@gmail.com*, (499) 267-16-04, *asofiev@yandex.ru*

В статье рассмотрены существующие системы автоматизации автозаправочных станций, указаны основные недостатки существующих систем, предложен вариант комплексной автоматизации автозаправочных станций с внедрением системы на АЗС «Газпромнефть-центр».

Ключевые слова: автозаправочная станция, комплексная автоматизация, система управления, технология, интегрирование систем

Complex automation of petrol stations

E.O. Golovkova, Dr.Eng., Prof. A.E. Sofiev

“Gazpromneft-centr”, Moscow State University of Mechanical Engineering (MAMI)

+7(495) 981-33-63 ext.6249, *golovkova.eo@gmail.com*, +7(499) 267-16-04, *asofiev@yandex.ru*

The article describes the existing automation of petrol stations, it points to major drawbacks of existing systems. The authors offer an option of complex automation of petrol stations with introduction of the system at gas stations “Gazpromneft-center”.

Keywords: *petrol station, integrated automation, control systems, technology, system integration.*

Кусочно-бесступенчатое регулирование скорости тракторов

д.т.н. проф. Городецкий К.И., Банников М.В., Ивкова Г.Б., Муратова С.К., Шуваев Д.Н.

Университет машиностроения, ОАО «НИИ Стали»

8(495)223-05-23 (1527), *k.gorodetsky@mail.ru*, 8(916)679-44-51, *Smash@list.ru*

Рассмотрен метод кусочно-бесступенчатого регулирования скорости тракторов, в основе которого используется рациональный выбор достаточно небольшого диапазона корректорной характеристики дизеля, где мощность не понижается менее номинальной, а топливная экономичность улучшается при уменьшении частоты вращения дизеля.

Ключевые слова: *трактор; двигатель, коробка передач; регулирование скорости*

Piecewise continuous regulation of a tractor speed

Dr.Eng., Prof. K. I. Gorodetskiy, M. V. Bannikov, G. B. Ivkova, S. K. Muratova, D. N. Shuvaev

Moscow State University of Mechanical Engineering (MAMI), Institute of Steel

+7(495)223-05-23 ext. 1527, *k.gorodetsky@mail.ru*, +7-916-679-44-51, *smash@list.ru*

The paper presents a method of piecewise continuous regulation of tractor speed, based on using rational choice of a rather small range of correction characteristic of a diesel engine, where power does not decrease below nominal, and the fuel efficiency is improved by reducing of engine speed.

Keywords: *tractor, engine, gearbox, speed regulation.*

Прогнозирование эксплуатационной температуры пневматических шин карьерных автосамосвалов

Горюнов С.В., д.т.н. проф. Шарипов В.М.

Университет машиностроения

8(495)223-05-23 (1111), *trak@mami.ru*

Рассмотрено влияние температуры протектора шины на долговечность пневматических шин карьерных автосамосвалов. Приведены результаты исследований характера нагрева пневматических шин в процессе эксплуатации. Методом статистической обработки экспериментальных данных получены регрессионные модели исследуемых многофакторных процессов.

Ключевые слова: *пневматическая шина; карьерный автосамосвал; температура шины.*

Forecasting of operating temperature of pneumatic tires of rock handler trucks

S. V. Goryunov, Dr.Eng., Prof. V. M. Sharipov

Moscow State University of Mechanical Engineering (MAMI)

+7(495)223-05-23 ext. 1111, *trak@mami.ru*

The paper considers influence of tire tread temperature on durability of rock handler truck tires. The authors present the results of research of tire heating nature during operation. By the statistical treatment of experimental data the regression models of the multifactor processes are obtained.

Keywords: *tire, rock handler truck, tire temperature.*

Расчетно-экспериментальные исследования тормозных свойств автобуса

к.т.н. доц. Грошев А.М., Коникина Г.А., Костин С.Ю., Трусов Ю.П., к.т.н., доц. Тумасов А.В.
Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева (НГТУ)
 8-905-19-20-576, anton.tumasov@gmail.com

Приведены результаты исследований тормозных свойств автобуса ПАЗ. Описаны подходы, использованные при проведении дорожных испытаний, а также компьютерного моделирования, имитирующего условия реальных испытаний. Представлен сравнительный анализ результатов, полученных при моделировании процесса торможения автобуса и в условиях дорожных испытаний.

Ключевые слова: тормозные свойства, автобус, моделирование, дорожные испытания, тормозной путь, замедление.

Numerical and experimental investigation of braking performance of a bus

Ph.D. A.M. Groshev, G.A. Konikova, S.Y. Kostin, Y.P. Trusov, Ph.D. A.V. Tumasov
Alekseev Nizhny Novgorod State Technical University
 +7-905-19-20-576, anton.tumasov@gmail.com

The article contains results of studies of PAZ bus brake performance. For this research there are approaches used during road tests and for computer modeling, simulating the conditions of a real test. The authors give a comparative analysis of the results obtained during simulation of braking process and in road tests of the bus.

Keywords: braking performance, bus, modeling, road tests, braking distance, deceleration.

Анализ конструкции автомобильного генератора возвратно-поступательного движения

Духанин В.И., к.т.н. доц. Кецарис А.А.
Университет машиностроения, МЗСА

8 (495) 223-05-23, don. 1312, ketsaris@mail.ru, 8 (499) 168-87-29, vidwork@mail.ru

В настоящей статье рассматривается автомобильный генератор возвратно-поступательного движения со свободным поршнем, являющийся интегральным устройством, преобразующим механическую энергию возвратно-поступательную движения поршня двигателя внутреннего сгорания (ДВС) в электрическую энергию для использования в качестве бортового источника питания гибридных транспортных средств. Рассматриваются преимущества этого способа преобразования тепловой энергии в электрическую энергию и проблемы проектирования. Сформулированы требования к линейному электрогенератору со свободным поршнем. Дан краткий обзор разработок линейных электрогенераторов.

Ключевые слова: линейный электрический генератор, двигатель со свободным поршнем, линейная синхронная электрическая машина с постоянными магнитами.

Analysis of the design of the automotive generator of reciprocating type

V.I. Dukhanina, Ph.D. A.A. Ketsaris
Moscow State University of Mechanical Engineering (MAMI), Moscow Plant of Special Vehicles
 +7-495-223-05-23 ext. 1312, ketsaris@mail.ru, +7(499) 168-87-29, vidwork@mail.ru

This article considers an automobile generator of reciprocating motion type with a free piston, which is an integral unit converting mechanical energy of the reciprocating motion of engine pistons into electrical energy for use as an on-board power supply of hybrid vehicles. The authors examine advantages of this method of converting of thermal energy into electrical energy and design issues. The papers formulates the requirements to the linear electric generator with a free piston. It also includes a brief review of linear generator developments.

Keywords: linear electric generator, engine with a free piston, linear synchronous machine with permanent magnets.

Анализ рабочего процесса линейного генератора с возвратно-поступательным движением

Духанин В.И., к.т.н. доц. Кецарис А.А.
Университет машиностроения, МЗСА

8 (495) 223-05-23, доп. 1312, ketsaris@mail.ru, 8 (499) 168-87-29, vidwork@mail.ru

В настоящей статье рассматривается интегральная силовая установка, состоящая из двигателя внутреннего сгорания со свободным поршнем и линейной электрической индукторной машины с возбуждением от постоянных магнитов на статоре. Исследуется генераторный режим работы линейной электрической индукторной машины. Сравниваются две системы расположения постоянных магнитов. Приводятся данные расчетов рабочих характеристик линейной электрической машины.

Ключевые слова: линейный электрический генератор, линейная синхронная электрическая машина с постоянными магнитами.

Analysis of the workflow of linear generator of reciprocating motion type

V.I. Dukhanin, Ph.D. A.A. Ketsaris

Moscow State University of Mechanical Engineering (MAMI), Moscow Plant of Special Vehicles
+7 (495) 223-05-23 ext. 1312, ketsaris@mail.ru, +7 (499) 168-87-29, vidwork@mail.ru

This article considers the integrated propulsion system, consisting of internal combustion engine with a free piston and linear electrical inductor machine with permanent magnet on the stator. The authors investigate the regenerative mode of the linear inductor machine operation and compare two systems of permanent magnets layout. There are data presenting calculation of linear electric machine performance.

Keywords: linear electric generator, linear synchronous machines with permanent magnets.

Выбор рациональной компоновочной схемы в дизайне малогабаритного городского транспортного средства

к.т.н. доц. Ившин К.С., Полозов А.В.
ИжГТУ им. М.Т. Калашикова
ivshic@mail.ru, polo-anton@yandex.ru

В статье определены критерии выбора компоновочных схем и рациональные компоновочные схемы колес, пассажиров и силовых агрегатов для малогабаритного городского транспортного средства.

Ключевые слова: компоновочная схема, эксплуатационные свойства, малогабаритный городской автомобиль, дизайн

Selection of a rational layout in the compact urban vehicle design

Ph.D. K. S. Ivshin, A. V. Polozov
Izhevsk State Technical University
ivshic@mail.ru, polo-anton@yandex.ru

The article defines the criteria for selecting of layouts and rational layouts for wheels, passengers and powertrains for a compact urban vehicle.

Keywords: layout scheme, operational properties, compact urban car design

Моделирование процесса смесеобразования в цилиндре двигателя, работающего по циклу Отто-Дизеля

Каменный А.В., к.т.н. проф. Костюков А.В., к.т.н. проф. Макаров А.Р., Пустынцев М.Е
Университет машиностроения

8 (495) 223-05-23 доб. 1054, atd@mami.ru

В данной работе рассмотрены процессы испарения и гомогенизации топливовоздушной смеси в ДВС работающем по циклу Отто-Дизеля.

Ключевые слова: самовоспламенение гомогенного заряда от сжатия, смесеобра-

зование и испарение топлива, объемный характер течения с фазовым переходом, математическое моделирование.

Simulation of a mixture formation in a cylinder of the engine running on Otto-Diesel cycle

A.V. Kamennyu, Ph.D., Prof. A.V. Kostyukov, Ph.D., Prof. A.R. Makarov, M.E. Pustyntsev
 Moscow State University of Mechanical Engineering (MAMI)
 +7(495) 223-05-23 ext. 1054, atd@mami.ru

The paper considers the process of evaporation and homogenizing of fuel-air mixture in the engine running on the Otto-Diesel cycle.

Keywords: self-ignition of the homogeneous charge caused by compression, mixture formation and fuel evaporation, volumetric type of flow with phase transition, mathematical modeling.

Разработка системы двухступенчатого наддува для двигателей КАМАЗ EURO-5

д.т.н. проф. Каминский В.Н., Григоров И.Н., Каминский Р.В., Сибиряков С.В., Кучев С.М.,
 Лихачев В.Н.
 Университет машиностроения, "НПО "Турботехника", НТЦ ОАО "КАМАЗ"
 turbo@kamturbo.ru

Описывается разработанная система двухступенчатого наддува, позволившая достичь требования экологических норм EURO-5 на двигателях КамАЗ.

Ключевые слова: наддув, двухступенчатый наддув, КамАЗ EURO-5.

Development of a system of two-stage turbocharging for KAMAZ EURO-5 engines

Dr.Eng., Prof. V.N. Kaminskiy, I.N. Grigorov, R.V. Kaminskiy, S.V. Sibiriyakov, S.M. Kuchev,
 V.N. Likhachev
 Moscow State University of Mechanical Engineering (MAMI), Scientific and Production
 Association "Turbotehnika", KAMAZ Research center
 turbo@kamturbo.ru

This paper describes the development of a two-stage turbocharging system, allowing to achieve the requirements of emission standards EURO-5 on the engines of KAMAZ.

Keywords: turbocharging, a two-stage turbocharging, KamAZ EURO-5.

Создание и производство турбокомпрессоров и других агрегатов и систем двигателя с использованием информационных технологий

д.т.н. проф. Каминский В.Н., Каминский Р.В., Гусак А.А., Сибиряков С.В., Корнеев С.А.,
 Ковальцов И.В., Сергеев А.С., Ищенко Н.В., Олисова Т.А.
 Университет машиностроения, НПО «Турботехника»
 turbo@kamturbo.ru

Представлен обзор системы информационных технологий, внедренной в НПО «Турботехника» для разработки и производства турбокомпрессоров и других агрегатов и систем двигателя.

Ключевые слова: информационные технологии, турбокомпрессор, информационная структура, программный продукт.

Development and production of turbochargers and other engine components and systems using information technologies

Dr.Eng., Prof. V.N. Kaminskiy, R.V. Kaminskiy, A.A. Gusak, S.V. Sibiriyakov, S.A. Korneev, I.V. Kovaltsov, A.S. Sergeev, N.V. Ishchenko, T.A. Olisova
 Moscow State University of Mechanical Engineering (MAMI), Scientific and Production
 Association "Turbotehnika"
 turbo@kamturbo.ru

The article presents an overview of the information technology systems, implemented at Scientific and Production Association "Turbotehnika" for development and production of turbochargers and other components and engine systems.

Keywords: information technology, turbocharger, information structure, software.

Создание стендов для контрольно-исследовательских испытаний турбокомпрессоров

д.т.н. проф. Каминский В.Н., Каминский Р.В., Лазарев А.В., Григоров И.Н., Костюков А.В.,
Корнеев С.А., Ковальцов И.В., Сергеев А.С., Гусак А.А., Сибиряков С. В.
Университет машиностроения, НПО «Турботехника»,
turbo@kamturbo.ru

Описывается стенд безмоторных испытаний турбокомпрессоров его конструкция, принципы работы, метод определения характеристик.

Ключевые слова: безмоторные испытания, параметры измерения, система автоматизированного управления.

Development of test-benches for control and research tests of turbochargers

Dr.Eng., Prof. V.N. Kaminskiy, R.V. Kaminskiy, A.V. Lazarev, I.N. Grigorov, A.V. Kostyukov,
S.A. Korneev, I.V. Kovaltsov, A.S. Sergeev, A.A. Gusak, S.V. Sibiriyakov
Moscow State University of Mechanical Engineering (MAMI), Scientific and Production
Association "Turbotehnika"
turbo@kamturbo.ru

The paper describes non-motorized bench for testing turbochargers: design, concept, method of characterization.

Keywords: engineless test, measurement parameters, automated control system.

Турбоэлектродвигатель: возможности, конструкция и перспективы

д.т.н. проф. Каминский В.Н., Лазарев А.В., Каминский Р.В., Сибиряков С.В.
Университет машиностроения, НПО «Турботехника»,
turbo@kamturbo.ru

В статье описывается система наддува на основе гибридного турбокомпрессора, её преимущества перед обычным турбокомпрессором, конструкция, характеристики, принцип работы. Представлено описание системы управления турбоэлектродвигателем.

Ключевые слова: гибридный турбокомпрессор, турбоэлектродвигатель, наддув, ТЭК, ОЭМ.

Turbo-electric compressor: potential, design and prospects

Dr.Eng., Prof. V.N. Kaminskiy, A.V. Lazarev, R.V. Kaminskiy, S.V. Sibiriyakov
Moscow State University of Mechanical Engineering (MAMI), Scientific and Production
Association "Turbotehnika"
turbo@kamturbo.ru

The paper describes a turbo system based on a hybrid turbocharger, its advantages over a conventional turbocharger, design, performance, operating principles. The description of a control system of the turbo-electric compressor is also given in the article.

Keywords: hybrid turbocharger, turbo-electric compressor, turbo charging.

Информационный поиск с целью определения направлений развития двигателестроения для конкретного региона (Республика Казахстан)

Ким В.В., д.т.н. проф. Каминский В.Н.
Университет машиностроения, НПО «Турботехника»,
turbo@kamturbo.ru

Представлены основные этапы определения оптимального направления развития производства двигателей внутреннего сгорания.

Ключевые слова: двигателестроение, силовая установка, критерии, статистический анализ.

Information search for identifying of the trends in the motor engineering development for a specific region (Kazakhstan)

V.V. Kim, Dr.Eng., Prof. V.N. Kaminskiy
 Moscow State University of Mechanical Engineering (MAMI), Scientific and Production
 Association "Turbotehnika"
 turbo@kamturbo.ru

The paper presents the main steps of determining the optimal direction of the production of internal combustion engines.

Keywords: motor engineering, powerplant, criteria, statistical analysis.

Применение активных колёсных модулей в автопоездах для перевозки крупногабаритных и тяжеловесных грузов

к.т.н. Коркин С.Н., к.т.н. Курмаев Р.Х., Крамер А.С.
 Университет машиностроения, ОАО «НАМИ – Сервис»
 rinat1982@yandex.ru

В статье приведены конструкции различных типов активных автопоездов повышенной проходимости. Предложены технические решения и методы компоновки автопоездов активными колёсными модулями с гидрообъёмным приводом колёс. Проведен анализ тяговых возможностей и оценка величины разрушающего воздействия на грунт автопоездов с активными и неактивными прицепными звеньями.

Ключевые слова: автопоезд с активным прицепным звеном, гидрообъёмная трансмиссия, проходимость, грунт, колёсный модуль.

Application of active wheel modules in articulated trucks for transportation of oversized and heavy cargo

Ph.D. S.N. Korkin, Ph.D. R.K. Kurmaev, A.S. Kramer
 Moscow State University of Mechanical Engineering (MAMI), NAMI-Service
 rinat1982@yandex.ru

The paper presents the design of various types of active-terrain trucks. The authors provide technical solutions and methods for linking of trains by active wheel modules with hydrostatic wheel drive. The article also contains the analysis of the traction capabilities and an estimate of the damaging effects of trucks on the ground with the active and inactive trailing links.

Keywords: articulated truck with active trailing link, hydrostatic transmission, capability, ground, wheel module.

Исследование процесса теплоотдачи в сетчатой матрице роторного теплообменника

Алексеев Р.А., доц. к.т.н. Костюков А.В.
 Университет машиностроения
 ronopolk88@mail.ru, kostukov123@yandex.ru

Приводятся результаты расчетных исследований тепловых процессов в сетчатых матрицах роторных каркасных теплообменников. Получена уточненная зависимость теплоотдачи сетчатой матрицы от характеристик потока теплоносителя.

Ключевые слова: компактные теплообменники, моделирование теплогидравлических процессов, коэффициент теплоотдачи пористых матриц.

Investigation of the heat transfer process in a mesh matrix of a rotary heat exchanger

R.A. Alexeev, Ph.D. A.V. Kostyukov
 Moscow State University of Mechanical Engineering (MAMI)
 ronopolk88@mail.ru, kostukov123@yandex.ru

The paper presents the results of computational modeling of thermal processes in mesh matrixes of rotary frame heat exchangers. The authors received the refined dependence of the mesh matrix heat transfer of the coolant flow characteristics.

Keywords: compact heat exchangers, hydraulic process modeling, heat transfer coefficient

cient of porous matrices.

Исследование режимов горения энергоаккумулирующих веществ

к.т.н. проф. Костюков А.В., доц. Кузнецов В.В., доц. Ащеульников Е.К., Родькин К.П.

Университет машиностроения

kostukov123@yandex.ru

В статье рассматриваются модель горения порошкообразных энергоаккумулирующих веществ (ЭАВ) в цилиндрической камере сгорания. Такая камера может рассматриваться как форкамера водородного реактора для транспортных и стационарных энергоустановок на базе ГТД. Составлена программа расчета горения порошкообразных ЭАВ в потоке перегретого водяного пара. Получено распределение температуры по оси камеры при различных значениях коэффициента избытка окислителя – водяного пара. Определены размеры глубины фронта пламени при заданных условиях работы камеры сгорания на энергоаккумулирующих веществах.

Ключевые слова: *энергоаккумулирующие вещества, модель горения в цилиндрической камере сгорания*

Investigation of combustion modes of energy-accumulating materials

Ph.D., Prof. A.V. Kostykov, V.V. Kuznetsov, E.K. Ashcheulnikov, K.P. Rodkin

Moscow State University of Mechanical Engineering (MAMI)

kostukov123@yandex.ru

The paper considers a model of combustion powdered energy-accumulating substances (EAS) in a cylindrical combustion chamber. This camera can be considered as a prechamber of the hydrogen reactor for transport and stationary power plants based on gas turbine engines. For calculations of combustion of powdered EAS in the flow of superheated steam a program is developed. Distribution of the temperature in the chamber axis at different values of the coefficient of oxidant excess (water vapor). The authors determined the size of the depth of the flame front at the given conditions of the combustion chamber with energy-accumulating substances.

Keywords: *energy-accumulating substances, model of combustion in a cylindrical combustion chamber*

Микротурбина с эффективным КПД более 43%

к.т.н. доц. Костюков А.В.

Университет машиностроения

kostukov123@yandex.ru

Приводятся результаты математического моделирования теплодеформированного состояния керамического каркаса роторного теплообменника многоцелевого газотурбинного двигателя мощностью 300 кВт. Получен вывод о том, что выполнение каркаса теплообменника из графитокремниевой керамики обеспечит возможность проектирования роторного теплообменника со сверхвысокой степенью регенерации (95-97%) без увеличения величины утечек воздуха через уплотнения теплообменника.

Ключевые слова: *роторный теплообменник, степень регенерации, тепловые деформации каркаса.*

Microturbine with efficiency of over 43%

Ph.D., Prof. A. V. Kostykov

Moscow State University of Mechanical Engineering (MAMI)

kostukov123@yandex.ru

The paper considers the results of mathematical modeling of strain state of a non-uniformly heated ceramic frame of rotary heat exchanger of multi-purpose gas turbine engine with the power of 300 kW . Received a conclusion that the implementation of frame heat exchanger made from ceramics will enable the design of the rotary heat exchanger with high degree of regeneration (95-97%), without increasing the amount of air leaks through the seals of the heat exchanger.

Keywords: rotary heat exchanger, degree of recovery, thermal deformation of the frame.

Сравнительная оценка вибродемпфирующих характеристик материалов для модификации масляного поддона и клапанных крышек двигателя

Круглов К.М., к.т.н. проф. Щербаков В.И.
 Университет машиностроения
 +7-495-223-05-23 доб. 1357, shar2k@list.ru

В статье приведены результаты экспериментов по виброотклику пластин из пяти различных материалов с варьированием геометрическими размерами и видами закрепления. Наряду с традиционными материалами рассмотрены перспективные композиционные материалы. Основное внимание авторы уделили изменению частотного спектра колебаний пластин и коэффициенту затухания колебаний. Приведены сравнительные диаграммы коэффициентов затухания колебаний. Сделаны выводы и рекомендации.

Ключевые слова: вибрационные свойства, вибропоглощающие материалы, вибрация защита, коэффициент затухания колебаний, базальтопластик, снижение вибраций и шума двигателя.

The comparative evaluation of the vibration damping characteristics of materials for modification of an oil pan and valve covers of an engine

K.M. Kruglov, V.I. Sherbakov
 Moscow State University of Mechanical Engineering (MAMI)
 +7-495-223-05-23 ext. 1357, shar2k@list.ru

The results of experiments by vibratory response of plate elements of five different materials with different dimensions and boundary conditions are given in the article. The effects of vibration-absorbing and composite materials on vibratory properties are considered. The major attention has given to the changing of frequency spectrum of vibrations and damping coefficient. The comparative diagrams of damping coefficient are given. Conclusions and recommendations are made.

Keywords: vibratory properties, vibration-absorbing materials, vibration protection, damping coefficient of frequency, basalt fiber plastic.

Разработка математической модели энергопоглощающего кресла с использованием результатов копровых испытаний

к.ф.-м.н. Кулаков Н.А., Гаврилов Е.В.
 Университет машиностроения
 kulakov@mami.ru, (495)2230523 доб. 1507, andhover@mail.ru

В статье представлены результаты натурных копровых испытаний моделирующих подрыв на mine автобронетанковой техники. Испытания проводились для оценки эффективности противоминного энергопоглощающего кресла. В процессе испытаний проводились замеры динамических параметров в конструкции кресла и человеке, который моделировался антропоморфными манекенами «Гибрид 2» и «Скиф». На основе результатов испытаний разработана математическая 3D модель противоминного кресла и представлен сравнительный анализ расчетных и экспериментальных данных.

Ключевые слова: Натурные копровые испытания, противоминное энергопоглощающее кресло, математическая модель кресла.

Development of a mathematical model of an energy-absorbing seat, using the results of piling tests

Ph.D. N.A. Kulakov, E.V. Gavrilov
 Moscow State University of Mechanical Engineering (MAMI)
 kulakov@mami.ru, +7(495)223-05-23 ext. 1507, andhover@mail.ru

The paper presents the results of nature piling tests simulating mine explosion of armored vehicles. The tests were conducted to evaluate the effectiveness of anti-mine energy-absorbing seats.

During testing by measuring the dynamic parameters in the design of the seat and the man modeled by anthropomorphic dummies "Hybrid 2" and "Scythian". The test results allowed to create a mathematical model of anti-mine seats and to make a comparative analysis of numerical and experimental data.

Keywords: *nature piling testing, mine energy-absorbing seat, mathematical model of a seat.*

Оценка фугасного воздействия мин на несущие конструкции и экипажи автобронетанковой техники. Поражающие факторы. Способы защиты

к.ф.-м.н. доц. Кулаков Н.А., Шевченко А.А.
Университет машиностроения, ГАБТУ МО РФ
(495) 223-05-23 доб. 1507, kulakov@mami.ru,

В работе рассматривается механизм фугасного воздействия подрыва мины на автобронетанковую технику и ее экипажи. Представлены интегральные оценки действия взрыва, позволяющие проводить расчеты на динамику и прочность несущих систем, а также даны критерии для оценки травмобезопасности членов экипажей. Разобраны возможные конструктивные способы повышения противоминной стойкости автобронетанковой техники.

Ключевые слова: *автобронетанковая техника, травмобезопасность, противоминная стойкость.*

Evaluation of explosive impact of mines on structures and crews of armored vehicles. Damaging Effects. Methods of protection

Ph.D. N.A. Kulakov, A.A. Shevchenko
Moscow State University of Mechanical Engineering (MAMI), GABTU
+7(495)223-05-23 ext. 1507, kulakov@mami.ru

This paper considers mechanism of explosive mine impact on the armored vehicles and crews. The authors presented integral estimations of explosion, allowing to carry out calculations for dynamics and strength of the undercarriage, and the criteria for assessing the risk of injury of crew members. There is an analysis of possible ways to improve the design of mine resistance of armored vehicles.

Keywords: *armored vehicles, traumatic, anti-mine resistance.*

Расчетно-экспериментальное исследование стойкости композитной керамической брони при воздействии пуль и высокоскоростных осколков

к.ф.-м.н. доц. Кулаков Н.А., к.т.н. доц. Любин А.Н., Скакбаева А.С.
Университет машиностроения
(495) 223-05-23 доб. 1507, kulakov@mami.ru

В статье представлены результаты расчетно-экспериментального исследования стойкости композиционной керамической брони при воздействии пуль и высокоскоростных осколков. На основе анализа проведенных экспериментов была отработана расчётная конечно-элементная модель, которая позволила провести многовариантные расчеты различных конструктивных образцов брони с целью выбора наиболее рационального. Показано влияние геометрических параметров керамического элемента на прочность брони.

Ключевые слова: *композиционная керамическая броня, высокоскоростные осколки, керамический элемент.*

Numerical and experimental study of composite ceramic armor resistance when exposed to high-speed bullets and fragments

Ph.D. N.A. Kulakov, Ph.D. A.N. Lyubin, A.S. Skakbaeva
Moscow State University of Mechanical Engineering (MAMI)
+7(495)223-05-23 ext. 1507, kulakov@mami.ru

The article presents the results of calculation and experimental study of a composite ceramic armor resistance when exposed to high-speed bullets and fragments. Based on the analysis of the

experiments the authors refined a finite-element model, which allowed to make multiple calculations of various structural designs of armor in order to choose the most rational. Authors show influence of geometrical parameters of a ceramic element on the strength of armor.

Keywords: composite ceramic armor, high speed fragments, ceramic element.

Использование теории оптимального управления при исследовании силовой установки гибридного автомобиля

Куликов И.А.

Университет машиностроения
8(495)223-05-23 (1204), mansmart@list.ru

В статье описываются теоретические аспекты создания стратегии управления для автомобиля с гибридной силовой установкой (ГСУ). Охарактеризованы свойства ГСУ, которые определяют топливную экономичность и экологическую безопасность гибридного автомобиля. Проведен анализ энергообмена в ГСУ и предложен путь его оптимизации с помощью использования методов теории оптимального управления, в частности динамического программирования (ДП). Представлена математическая модель автомобиля с ГСУ, используемая в программе поиска управления ГСУ. Изложены теоретические основы динамического программирования. Описаны наиболее интересные результаты исследований, проведенных с использованием ДП. В конце статьи сделаны выводы о целесообразности использования динамического программирования при разработке и исследовании ГСУ.

Ключевые слова: гибридный автомобиль, гибридная силовая установка, ГСУ, стратегия управления ГСУ, оптимальное управление, динамическое программирование, математическое моделирование.

Optimal control theory solutions for investigation of a hybrid electric vehicle's powertrain

I.A. Kulikov

Moscow State University of Mechanical Engineering (MAMI)
+7(495)223-05-23, ext. 1204, mansmart@list.ru

The paper gives a theoretical background of the development a control strategy for a hybrid electric vehicle (HEV). Properties of a HEV that define its fuel economy and pollutant emissions are briefly described. Analysis of energy flows in a HEV's powertrain is carried out. Based on this analysis a way to optimize energy flows is proposed. Said way implies a method of optimal control theory, namely dynamic programming, to be utilized. HEV's model implemented in a DP-based routine is presented. Some theoretical background about DP is given as well. The most interesting results of DP-investigations are presented in the next section. The last section of the paper contains some conclusion remarks.

Keywords: hybrid electric vehicle, HEV, powertrain, control strategy, optimal control, dynamical programming, modeling.

Методика создания «интеллектуальной» системы автоматического адаптивного управления трансмиссией многоприводной колесной машины

к.т.н. проф. Лепешкин А.В.

Университет машиностроения
(495) 223-05-23, доб. 1426, lep@mami.ru

В статье представлены итоги научных исследований, выполненных по Государственному контракту, а также предложенная научно обоснованная методика создания «интеллектуальной» системы автоматического адаптивного управления трансмиссией многоприводной колесной машины.

Ключевые слова: многоприводные колесные машины, индивидуальный привод ведущих колес, методика разработки СААУ трансмиссии.

Methods of creating an "intelligent" automatic adaptive transmission control multidrive wheeled vehicle

Ph.D., Prof. A.V. Lepeshkin

Moscow State University of Mechanical Engineering (MAMI)

+7 (495) 223-05-23, ext. 1426, lep@mami.ru

The paper presents the results of research carried out by the State contract, and also the proposed science-based technique for development of "intelligent" automatic adaptive transmission control of multidrive wheeled machines.

Keywords: multi-drive wheeled vehicles, individual wheel drive, development of automatic adaptive transmission control.

Сравнительный анализ последовательного и комбинированного вариантов регулирования гидрообъемной трансмиссии полноприводной колесной машины

к.т.н. проф. Лепешкин А.В.

Университет машиностроения

(495) 223-05-23, доб. 1426, lep@mami.ru

В статье представлены результаты исследований разработанной математической модели прямолинейного движения полноприводного трехосного автомобиля с индивидуальным регулируемым гидрообъемным приводом ее ведущих колес, позволившие обосновать необходимость использования в СААУ гидрообъемной трансмиссии такой машины последовательный вариант ее регулирования.

Ключевые слова: многоприводные колесные машины, индивидуальный привод ведущих колес, регулируемая гидрообъемная трансмиссия, требования к СААУ гидрообъемной трансмиссии

Comparative analysis of series and combined options of control of a hydrostatic transmission of all-wheel drive wheeled vehicle

Ph.D., prof. A.V. Lepeshkin

Moscow State University of Mechanical Engineering

+7 (495) 223-05-23, ext. 1426, lep@mami.ru

In the article there are presented the results of research of the developed mathematical model of linear motion of all-wheel drive three-axle vehicle with individually controlled hydrostatic drive of its driving wheels which allow to justify the need of usage of series option of control in the system of automatic adaptive control of hydrostatic transmission.

Keywords: multidrive wheeled vehicles, individual drive of drive wheels, controlled hydrostatic transmission, requirements to the system of automatic adaptive control of hydrostatic transmission

Аналитический способ оценки результатов взаимодействия эластичного колеса с деформируемой опорной поверхностью при установившемся прямолинейном качении

к.т.н. проф. Лепешкин А.В., Петров С.Е.

Университет машиностроения

(495) 223-05-23, доб. 1426, lep@mami.ru

Предлагаемая математическая модель получена на основе комбинации известных зависимостей, определяющих взаимодействие эластичного колеса с недеформируемой опорной поверхностью, с рекомендациями по учету дополнительных усилий в области деформации грунта колесом. Математическая модель позволяет по известной вертикальной нагрузке на ось колеса, продольной скорости его оси и величине продольного скольжения в пятне контакта определить продольную составляющую усилия, передаваемого на остов машины, и момент, возникающий на оси этого колеса при этом.

Ключевые слова: взаимодействие эластичного колеса с недеформируемой опорной поверхностью, математическая модель при установившемся прямолинейном

*качении***Analytical method of estimating the results of interaction of elastic wheel with deformable bearing surface in the sustained straight rolling motion**Ph.D., prof. A.V. Lepeshkin, S.E. Petrov
Moscow State University of Mechanical Engineering
+7 (495) 223-05-23, ext. 1426, lep@mami.ru

Suggested by the authors mathematical model was obtained on the basis of a combination of known relationships that govern the interaction of elastic wheel with non-deformable bearing surface, with recommendations for taking into account of additional forces in the area of ground deformation by a wheel. Mathematical model allows to define the longitudinal component of the force that is transferred to the machine frame and, at the same time, the moment occurring on the axis of the wheel using vertical load on the wheel axle, the longitudinal velocity of the axis and the longitudinal slip in the contact area.

Keywords: interaction of elastic wheel with non-deformable bearing surface, mathematical model for the sustained straight rolling motion

Топливный насос нового поколенияд.т.н. проф. Максимов Ю.В., д.т.н. проф. Сокоиков В.К., к.т.н. доц. Бекаев А.А.,
Строков П.И.
Университет машиностроения
bekaev@list.ru

На основе электрогидравлического эффекта, также известного как «эффект Юткина», была разработана принципиально новая конструкция электрогидравлического топливного насоса (ЭГ-насос) высокого давления, обеспечивающего превосходящие (по давлению и расходу) рабочие характеристики современных топливных насосов высокого давления двигателей внутреннего сгорания (ДВС). Применение разработанного ЭГ-насоса в ДВС позволит полностью отказаться от использования какого-либо механизированного привода, являющегося неотъемлемой частью современных топливных насосов, а значит, существенно упростить конструкцию и принцип работы топливной системы, уменьшить ее металлоемкость, стоимость и уровень шума.

Ключевые слова: электрогидравлический эффект, импульсный разряд в жидкости, преобразование электроэнергии, топливный насос высокого давления.

The fuel pump of a new generationDr. Eng., prof. Y.V. Maksimov, Dr. Eng., prof. V.K. Sokovikov, Ph.D. A.A. Bekaev
Moscow State University of Mechanical Engineering
bekaev@list.ru

Based on the electrohydraulic effect, also known as the “Yutkin effect”, the authors developed a brand new design of an electro-hydraulic fuel pump of high pressure, providing performance superior (for pressure and flow rate) than modern high pressure fuel pumps of internal combustion engines. Application of the developed electro-hydraulic pump for internal combustion engines will completely eliminate the use of a mechanized actuator, an integral part of modern fuel pumps, and thus greatly simplify the design and operation of fuel system, reduce its metal content, cost and noise.

Keywords: Electrohydraulic effect, pulsed discharge in liquid, conversion of electricity, high pressure fuel pump.

Моментная теория клинад.т.н. проф. Мартынов В.К., Зверев А.И.
Университет машиностроения
8 (495) 223-05-23, zverev13@yandex.ru

В статье рассмотрены различные виды нагружения клина в процессе работы, рассмотрены

силы действующие на клин при различных видах нагружений и предложена методика учета возникающих нагрузок.

Ключевые слова: клин, сила трения, приведенный коэффициент трения, скольжение, деформация, расчетная модель, эксцентриситет.

Moment theory of wedge

Dr.Eng., prof. V.K. Martinov, A.I. Zverev
Moscow State University of Mechanical Engineering
+7 (495) 223-05-23, zverev13@yandex.ru

The article describes the different types of loading of a wedge in the process of work, considers the forces acting on a wedge for the various types of loads and proposes the method of accounting of appearing loads.

Keywords: wedge, friction, reduced coefficient of friction, slip, deformation, simulation model, eccentricity

Развитие теории клиноремennых передач

д.т.н. проф. Мартынов В.К., Зверев А.И.
Университет машиностроения
8(495)223-05-23, zverev13@yandex.ru

В статье рассматриваются разные методы расчета клиноремennой передачи с целью оценки достоверности получаемых результатов, в итоге сделан вывод о необходимости учета жесткости ремня для получения достоверных результатов.

Ключевые слова: клиноремennая передача, жесткость ремня, ресурс работы клиноремennой передачи

Development of the V-belt transmission theory

Dr.Eng., prof. V.K. Martinov, A.I. Zverev
Moscow State University of Mechanical Engineering
+7 (495) 223-05-23, zverev13@yandex.ru

The paper examines different methods for calculating of belt transmission to assess the reliability of the results. In the end it is concluded that it is needed to consider the belt rigidity to obtain reliable results.

Keywords: V-belt drive, belt rigidity, service life of V-belt drive

Современные тенденции развития систем безопасности легкового автомобиля

Меделец Н.А.
ФГБНУ Всероссийский Научно-Исследовательский Институт Технической Эстетики
medelets@yandex.ru

В статье делается обзор современных тенденций систем безопасности легкового автомобиля в контексте развивающихся информационных технологий.

Ключевые слова: дизайн, легковой автомобиль, конструирование, системы безопасности

Modern trends in car security systems development

N.A. Medelec
Institute Of Technical Aesthetics
medelets@yandex.ru

The article provides an overview of modern trends of passenger car safety in the context of developing information technologies.

Keywords: design, passenger car, security systems

Информационные и энергетические преобразователи в системах управления

к.т.н. доцент Мельников А.А.
 Университет машиностроения
 Ark-melnikov@yandex.ru

Рассматриваются информационные и энергетические преобразователи с позиций системотехники. Набор элементов превращается в систему благодаря обмену информацией между элементами, поэтому качество любой системы определяется процессами передачи информации в ее элементах и системе в целом. Рассматривается кинетика информационных процессов и влияние ее на качество систем управления.

Ключевые слова: системы управления, информационные и энергетические преобразователи, кинетика информационных процессов

Information and energy converters for control systems

Ph.D. A. A. Melnikov
 Moscow State University of Mechanical Engineering
 Ark-melnikov@yandex.ru

The paper considers the information and energy converters from the standpoint of engineering systems. A set of elements is transformed into the system due to the exchange of information between the elements, therefore the quality of any system is defined by the processes of information transfer in its elements and the system as a whole. The paper also considers kinetics of information processes and its influence on quality management systems.

Keywords: control systems, information and energy converters, kinetics of information processes.

Определение соответствия объекта разработки уровню современной техники

к.т.н. доцент Мельников А.А.
 Университет машиностроения
 Ark-melnikov@yandex.ru

При разработке изделий любого назначения необходимо определять его соответствие уровню современной техники. В статье предлагаются показатели, определяющие уровень развития современной техники.

Ключевые слова: объект разработки, уровень современной техники, показатели соответствия

Determination of compliance of an object of development with the level of modern technology.

Ph.D. A.A. Melnikov
 Moscow State University of Mechanical Engineering (MAMI)
 Ark-melnikov@yandex.ru

In developing of products for any purpose it should be determined their compliance with the modern technology level. The paper proposes indicators that determine the level of development of modern technology.

Keywords: object of development, level of modern technology, indicators of compliance

К вопросу об инженерной методике расчета лепестковых газодинамических подшипников турбокомпрессоров

д.т.н. проф. Меркулов В.И., Плыкин М.Е., к.т.н. Тищенко И.В.
 Университет машиностроения, ОАО НПО «Наука»
 8 (495) 223-05-23, доб. 1297, 1573, tigd@mami.ru
 8 (495) 775-31-10, доб. 682, IV.Tishenko@npo-nauka.ru

В статье рассмотрена инженерная методика расчета лепестковых газодинамических подшипников. Выполнены расчеты по данной методике и выполнено сравнение с экспериментальными результатами полученными другими авторами. Рассмотрены области применения таких подшипников.

Ключевые слова: лепестковый газодинамический подшипник, турбомашинa, микрогазотурбинная установка

Engineering method of calculation of gasdynamic foil bearings of turbocompressors

Dr. Eng., prof. V.I. Merkulov, M.E. Plykin, Ph.D. I.V. Tishchenko
Moscow State University of Mechanical Engineering, JSC RPO «Nauka»
+7 (495) 223-05-23, ext. 1297, 1573, tgtd@mami.ru,
+7 (495) 775-31-10, ext. 682, IV.Tishenko@npo-nauka.ru

In this article the engineering method of calculation of gasdynamic foil bearings is considered. Calculations according to this method were made and comparison with the experimental results, obtained by other authors, was done. Ranges of application are also considered.

Keywords: gasdynamic foil bearing, turbomachine, micro gas turbine

Анализ прочности рамы агрегата для перевозки длинномерных грузов при модификации геометрических параметров его элементов

Мишин П.П., к.т.н. доц. Осипов Н.Л., к.т.н. проф. Крамской Н.А.
Университет машиностроения
8 (495) 223-05-23, доб. 1457, MishinPP@yandex.ru, sopr@mami.ru

В работе рассмотрена задача прочностного анализа рамы перспективного транспортного средства для транспортировки длинномерных грузов. Предложены меры по модификации конструкции рамы. С учетом предложенных вариантов усовершенствования построена математическая модель, и определены значения напряжений и прогибов в раме агрегата для всех рассмотренных случаев.

Ключевые слова: транспортное средство, рама, математическая модель, модификация

Strength analysis of the frame of the unit for long loads when modifying the geometry of its elements

P.P. Mishin, Ph.D. N.L. Osipov, Ph.D., prof. N.A. Kramskoy
Moscow State University of Mechanical Engineering
+7 (495) 223-05-23, ext. 1457, MishinPP@yandex.ru, sopr@mami.ru

The paper considers the problem of strength analysis of advanced vehicle frame for transporting of long loads. There are offered the measures of modifying of the frame construction. With offered alternatives of improvements there were built mathematical model and defined values of the stresses and deflections in the frame of the unit for all cases considered.

Keywords: vehicle, frame, mathematical model, modification

Универсальный стенд контроля упругих характеристик нажимного диска сцепления в сборе

к.т.н. Петунин В.П., к.т.н. доц. Прокопьев М.В., к.т.н. Прасолов А.В., Волков Д.А.,
Транквиллевский В.Г.
Волжский Автомобильный Завод, Тольяттинский Государственный Университет
+7-8482-53-92-59, ait@tltsu.ru

При проведении испытаний по одобрению автомобильных компонентов необходимо наличие стендового оборудования, позволяющего оценить характеристики компонентов на соответствие требованиям документации. В статье представлен стенд, позволяющий производить замеры упругих характеристик нажимного диска сцепления.

Ключевые слова: сцепление легкового автомобиля, универсальный стенд для испытаний сцеплений, упругие характеристики нажимного диска сцепления, схемы замеров, зажимная нагрузка

Universal test bench for elastic behavior control of pressure plate of a ready-assemble clutch.

Ph.D. V.P. Petunin, Ph.D. M.V. Prokopiev, Ph.D. A.V. Prasolov, D.A. Volkov,
V.G. Trankvilevskiy
JSC "AVTOVAZ", Togliatti State University
+7-8482-53-92-59, ait@tltsu.ru

In the process of automotive components approbation it is necessary to use test bench equipment which allows to evaluate characteristics of components for compliance with the documentation requirements. In the article there is presented a test bench allowing to take measurements of elastic characteristics of the clutch pressure disk.

Keywords: clutch of a passenger car, universal test bench for clutch tests, elastic characteristics of clutch pressure disk, measurements scheme, clamping load

Единый алгоритм управления крутящими моментами, подводимыми к колесам полноприводных автомобилей

д.т.н. с.н.с. Плиев И.А., д.т.н. Сайкин А.М., Архипов А.В., к.т.н. доц. Ахмедов А.А.
ФГУП «НАМИ», Университет машиностроения
pliev@mail.ru, akhm@mami.ru

Представлен единый алгоритм управления крутящими моментами, подводимыми к колесам полноприводных автомобилей с «интеллектуальной» трансмиссией. Алгоритм обеспечивает определение крутящего, подводимого к каждому колесу многоосного автомобиля с наименьшими потерями мощности с учетом дорожных условий: твердое покрытие или деформируемый грунт. Результаты вычислений подтверждены экспериментальными исследованиями.

Ключевые слова: многоосное колесное транспортное средство, полноприводный автомобиль, алгоритм управления крутящим моментом, дорожные условия

Unified control algorithm for torques delivered to wheels of all-wheel-drive vehicles

Dr. Eng., senior scientific worker I.A. Pliev, Dr.Eng. A.M. Saykin, A.V. Arkhipov,
Ph.D. A.A. Akhmedov
FGUP «NAMI», Moscow State University of Mechanical Engineering
pliev@mail.ru, akhm@mami.ru

This paper proposes the unified control algorithm for torques delivered to wheels of all-wheel-drive vehicles with “intellectual” transmission. The algorithm provides the determination of torques delivered to each wheel of multi-axis vehicle with minimal loss of power regarding to road conditions: solid surface or deformable ground. Results of calculations were confirmed by experimental research.

Keywords: multi-axis wheel drive vehicle, all-wheel-drive vehicle, torque control algorithm, road conditions

Методы получения и спектральный анализ вибрационных характеристик искусственных треков

к.т.н. доц. Подрубалов В.К., Подрубалов М.В.
Университет машиностроения
8(495)965-9129, podrubalov@bk.ru

В статье рассмотрены результаты расчетов характеристик кинематических возбуждений от профилей искусственных треков, которые должны применяться при оценке вибрации машин на соответствие стандартам. Показаны основные свойства. Выбраны наиболее представительные треки для осуществления расчетных и натурных экспериментов по совершенствованию систем виброзащиты.

Ключевые слова: Вибрация, искусственный трек, возбуждение, спектральная плотность, диапазон частот, вибрационная характеристика

Methods of acquisition and spectral analysis of vibration characteristics of artificial tracks

Ph.D. V.K. Podrubalov, M.V. Podrubalov

Moscow State University of Mechanical Engineering (MAMI)

+7(495)965-9129, podrubalov@bk.ru

The article describes the results of the calculations of kinematic excitation characteristics from the profiles of artificial tracks, which should be applied when assessing the machinery vibration standards compliance. The authors presented the basic properties and selected the most representative tracks for calculation and nature experiments to improve the systems of vibration protection.

Keywords: vibration, artificial track, excitation, spectral density, frequency range, vibration characteristic

Анализ характеристик теплового двигателя внешнего сгорания методом компьютерного моделирования

к.т.н. доц. Потапов С.И., к.т.н. доц. Никишкин С.И., к.т.н. проф. Пискарев М.Ю.

Ковровская государственная технологическая академия им. В.А. Дегтярева

auto@dksta.ru 8(49232)32062

Разработана математическая модель, которая использована при построении компьютерной модели теплового двигателя внешнего сгорания. На основе компьютерного моделирования установлены основные закономерности функционирования теплового двигателя, выполнен анализ влияния изменения параметров на его характеристики и разработан вариант конструкции двигателя.

Ключевые слова: тепловой двигатель внешнего сгорания, математическое моделирование, компьютерное моделирование

Analysis of the characteristics of external combustion heat engine by computer simulation

Ph.D. S.I. Potapov, Ph.D. S.I. Nikishkin, Ph.D., Prof. M.Y. Piskarev

Kovrov State Technological Academy

auto@dksta.ru, +7(49232) 32062

The article is about the mathematical model, which is used for development of a computer model of the heat engine with external combustion. Computer simulation allowed to establish main principles of heat engine operation and make the analysis of the impact of changes on its characteristics and develop variant of the engine design.

Keywords: external combustion engine, mathematical modeling, computer simulation.

Кинематический и силовой анализ универсального многопоточного дифференциального механизма автоматических коробок передач

Волошко В.В., к.т.н. Галимянов И.Д., Салахов И.И., к.т.н. Мавлеев И.Р.

ФГБОУ ВПО Камская государственная инженерно-экономическая академия (ИНЭКА)

ildarsz@rambler.ru, 8-917-273-98-93

Представлены структурная и кинематическая схемы, а также конструкция модуля автоматических коробок передач на основе разработанного авторами универсального многопоточного дифференциального механизма. Рассмотрены методика кинематического и силового анализа.

Ключевые слова: автоматические коробки передач, структурная и кинематическая схемы, методика кинематического и силового анализа

Kinematic and force analysis of universal multiple differential mechanism of automatic gearboxes.

V.V. Voloshko, Ph.D. I.D. Galimyanov, I.I. Salakhov, Ph.D. I.R. Mavleyev

Kama State Academy of Engineering and Economics (INEC)

ildarsz@rambler.ru, +7-917-273-98-93

In the article there are presented structural and kinematic schemes and the design of the module of automatic gearboxes on the basis of universal multiple differential mechanism, designed by the

authors. There is also considered the method of kinematic and force analysis.

Keywords: automatic gearboxes, structural and kinematic scheme, method of kinematic and force analysis

Теоретический анализ плоского движения колеса перекатывающегося типа при формировании опорной поверхности

к.т.н. доц. Сергеев А.И.

Университет машиностроения
(495) 223 05 23 доб. 1527, trakvc@mami.ru

Рассмотрено плоское движение колеса перекатывающегося типа во взаимосвязи с геометрическими и энергетическими соотношениями формирования опорной поверхности. Установлено, что трансформация связи сопровождается взаимной деформацией контактирующих поверхностей с возникновением при этом сил трения, обусловленных переупаковкой частиц грунта и других факторов. Определено энергетическое состояние системы «колесо-опорная поверхность» и её общие характеристики движения.

Ключевые слова: колесо перекатывающегося типа, плоское движение колеса, энергетическое состояние, трансформация связи, характеристики движения

Theoretical analysis of plane motion of rolling wheel when forming of contact area

Ph.D. A.I. Sergeyev

Moscow State University of Mechanical Engineering
+7 (495) 223-05-23 ext. 1527, trakvc@mami.ru

There is considered the plane motion of rolling wheel in conjunction with geometric and power relations of forming of contact area. There is established that the transformation of the connection is accompanied by mutual deformation of contacting surfaces with arising of friction forces, caused by the repacking of soil particles and other factors. There is defined the energy state of the “wheel-contact patch” system and its general characteristics of movement.

Keywords: rolling wheel, plane motion of a wheel, energy state, transformation of connection, characteristics of movement

Анализ формирования опорной поверхности заднеприводным колёсным шасси 4×2 с упругой схемой подведения силового потока

к.т.н. доц. Сергеев А.И.

Университет машиностроения
+7 (495) 223- 05- 23 доб. 1527, trakvc@mami.ru

Рассмотрен процесс формирования опорной поверхности колёсным шасси 4×2 с упругой схемой подведения силового потока. Разработана методика расчёта тягово-сцепных свойств, амплитудно-частотных и фазочастотных характеристик движения системы «колесо-опорная поверхность». Получена передаточная функция, устанавливающая связь выходных и входных параметров, позволяющую спроектировать измерительно-информационную бортовую систему транспортного средства с определением её параметров (зоны нечувствительности измерительного комплекса по параметрам движения ТС, диапазоны измерений и характеристики датчиков и приборов и др.).

Ключевые слова: колёсное шасси, опорная поверхность, силовой поток, измерительно-информационная система, амплитудно-частотная характеристика, фазочастотная характеристика

Analysis of forming of contact area by rear wheel-drive 4x2 wheel chassis with elastic circuit of power flow input

Ph.D. A.I. Sergeyev

Moscow State University of Mechanical Engineering
+7 (495) 223 -05- 23 ext. 1527, trakvc@mami.ru

There is considered the process of forming of contact area by 4x2 wheel chassis with elastic cir-

cuit of power flow input. There was developed the method of calculating of tractive characteristics, amplitude-frequency and phase-frequency characteristics of motion of the "wheel-contact area" system. There was got the transfer function establishing a connection between input and output parameters, allowing to design measuring and information vehicle onboard system with determination of its parameters (motion parameter dead-band of measurement system, ranges of measurements and characteristics of sensors, devices, etc.).

Keywords: wheel chassis, contact area, power path, measuring and information system, amplitude-frequency characteristic, phase-frequency characteristic

Применение электрогидродинамического двигателя на транспортных средствах

д.т.н. проф. Соколов В.К.

Университет машиностроения

+7 (495) 223-05-23 доб. 1444

В статье рассматривается электрогидродинамический двигатель, для работы которого не требуется углеводородное топливо. Работа двигателя основана на электрическом разряде в незамерзающей жидкости, расположенной в надпоршневой полости цилиндра. По данным расчетов КПД такого двигателя может достигать 68 - 72%.

Ключевые слова: электрогидродинамический эффект, двигатель, поршень, давление, электрод

Use of electrohydrodynamic engine on vehicles.

Dr. Eng., prof. V.K. Sokovikov

Moscow State University of Mechanical Engineering

+7 (495) 223-05-23 ext. 1444

The article is dedicated to electrohydrodynamic engine working without hydrocarbon fuel. Engine operation is based on the electric discharge in the nonfreezing liquid located under piston volume of the cylinder. According to calculations, engine efficiency can reach 68 - 72 %.

Keywords: electrohydrodynamic effect, engine, piston, pressure, electrode

Форма контакта эластичного колеса с деформируемым грунтом и расчет глубины колеи

к.т.н. Соловьев В.И., д.т.н. проф. Шухман С.Б., Капралова М.А.

ОАО «НАМИ-сервис»

8 (499) 153-75-16, ns-engineer@yandex.ru

В работе рассматривается влияние расчетной формы контакта эластичного колеса при взаимодействии с деформируемым грунтом на глубину колеи. Решаются проблемы адекватности принятых теоретических моделей, приводятся расчетные уравнения и графики.

Ключевые слова: эластичное колесо, форма контакта, глубина колеи, грунт

The form of contact of deformable elastic wheel and soil and the calculation of the track depth.

Ph.D. V.I. Solovyov, Dr. Eng., prof. S.B. Shukhman, M.A. Kapralova

JSC NAMI-Service

+7 (499) 153-75-16, ns-engineer@yandex.ru

This paper examines the impact of design form of contact between elastic wheel and deformable soil on a track depth. There are solved the problems of the adequacy of adopted theoretical models, there are indicated the estimated equations and graphs.

Keywords: elastic wheel, contact form, track depth, soil

Прогнозирование остаточного ресурса конструкций и деталей машин

к.т.н. Стародубцева С.А., д.т.н. Гусев А.С.

Университет машиностроения, МГТУ им. Н.Э.Баумана

Предложены эффективные методы решения задачи о прогнозировании остаточного ресурса по статистической информации об отказах и по расчетным моделям накопления поврежде-

дений.

Ключевые слова: методы прогнозирования остаточного ресурса, статистическая информация об отказах, расчетные модели накопления повреждений

Prediction of remaining lifetime of constructions and machine elements

Ph.D. S.A. Starodubtseva, Dr. Eng. A.S. Gusev

Moscow State University of Mechanical Engineering, Bauman Moscow State Technical University

There are suggested effective methods of solving the task about prediction of remaining lifetime according to statistical information on faults; and calculated cumulated damage models.

Keywords: prediction methods of remaining lifetime, statistical information on faults, calculated cumulated damage models

Анализ конструкций, обеспечивающих максимальную термодинамическую эффективность поршневых двигателей

к.т.н. доц. Хрипач Н.А., к.т.н. Лежнев Л.Ю., к.т.н. Папкин Б.А., Шустров Ф.А., Татарников А.П., Тингаев Н.В.

Университет машиностроения

8 (495)223-05-23 доб. 1019, borispapkin@yandex.ru

В статье проводится анализ различных концепций бензиновых двигателей внутреннего сгорания с продолженным расширением рабочего тела, применяемые для улучшения экономических и экологических показателей. Рассматривается классическая концепция цикла Аткинсона, схема Отто-Аткинсона и Аткинсона-Миллера а также рассмотрены меры для улучшения процесса сгорания.

Ключевые слова: двигатель внутреннего сгорания, цикл с продолженным расширением рабочего тела, цикл Аткинсона, улучшение процесса сгорания

Analysis of constructions providing the maximum thermodynamic effectiveness of reciprocating engines

Ph.D. N.A. Khripach, Ph.D. L.U. Lezhnev, Ph.D. B.A. Papkin, F.A. Shustrov, A.P. Tatarnikov, N.V. Tingaev

Moscow State University of Mechanical Engineering

+7 (495) 223-05-23 ext. 1019, borispapkin@yandex.ru

In the article there is carried out the analysis of various concepts of gasoline internal combustion engines with prolonged expansion of reaction mass used for improving economic and environmental factors. There is considered classic concept of Atkinson cycle, Otto-Atkinson and Atkinson-Miller schemes and also discussed measures to improve the combustion process.

Keywords: internal combustion engines, cycle with prolonged expansion of reaction mass, Atkinson cycle, improving of the combustion process

Стенд для определения прочностных характеристик элементов колес

д.т.н. проф. Балабин И.В., к.т.н. доц. Чабунин И.С., к.т.н. Груздев А.С., Лукьянов М.Н.

Университет машиностроения

8-495-223-05-23 доб. 1457, sopr@mami.ru

В статье приводится устройство и принцип работы стенда для определения прочностных характеристик элементов автомобильного колеса. Преимуществом стенда является возможность независимого приложения радиальной и осевой сил, что дает возможность исследовать влияние каждого из этих силовых факторов на напряженно-деформированное состояние в отдельности.

Ключевые слова: автомобильное колесо, стенд, радиальная и осевая силы, напряженно-деформированное состояние

Test bench for evaluation of the strength characteristics of elements of wheels

Dr. Eng., prof. I.V. Balabin, Ph.D. I.S. Chabunin, Ph.D. A.S. Gruzdev, M.N. Lukyanov
Moscow State University of Mechanical Engineering
+7 (495) 223-05-23 ext. 1457, sopr@mami.ru

The paper presents the design and principle of operation of a test bench for evaluation of the strength characteristics of elements of an automobile wheel. The advantage of the test bench is the ability of independent application of radial and axial forces which gives the ability to research the influence of each of them separately on a strain-stress behavior.

Keywords: *automobile wheel, test bench, radial and axial forces, strain-stress behavior*

Определение закона нелинейности упругой характеристики подвески автомобиля из условия изохронности частоты свободных колебаний при изменении массы автомобиля

к.т.н. проф. Крамской Н.А., доц. Чуканин Ю.П., к.т.н. проф. Щербаков В.И.,
Университет машиностроения
8-495-223-05-23 доб. 1457, sopr@mami.ru

Выведены зависимости для закона нелинейности упругой характеристики подвески автомобиля, обеспечивающей изохронность частоты малых свободных колебаний автомобиля при изменении его массы.

Ключевые слова: *подвеска автомобиля, нелинейная упругая характеристика, частота свободных колебаний*

Evaluation of the law of nonlinearity of elastic characteristic of an automobile suspension under isochronous frequency of free oscillations according to vehicle weight change

Ph.D., prof. N.A. Kramskoy, U.P. Chukanin, Ph.D., prof. V.I. Shcherbakov
Moscow State University of Mechanical Engineering
+7-495-223-05-23 доб. 1457, sopr@mami.ru

The article shows the dependencies for the law of the nonlinear elastic characteristics of the vehicle suspension, providing isochronism of frequency of free small oscillations of a vehicle when changing mass.

Keywords: *automobile suspension, nonlinear elastic characteristic, frequency of free oscillations*

Метод построения компактных кинематических схем планетарных коробок передач

д.т.н. проф. Шарипов В.М., к.т.н. проф. Маринкин А.П.
Университет машиностроения
8(495)223-05-23 (1111), trak@mami.ru

Рассмотрен метод построения компактных кинематических схем планетарных коробок передач на примере планетарной коробки передач с двумя степенями свободы.

Ключевые слова: *планетарная коробка передач, трехзвенный дифференциальный механизм; уравнение кинематики*

The method of construction of compact kinematic schemes of planetary gearboxes

Dr. Eng., prof. V.M. Sharipov, Ph.D., prof. A.P. Marinkin
Moscow State University of Mechanical Engineering
+7 (495) 223-05-23 (1111), trak@mami.ru

There is considered the method of construction of compact kinematic schemes of planetary gearboxes on the example of planetary gearbox with two degrees of freedom.

Keywords: *planetary gearbox, three-link differential mechanism, kinematic equation*

Буксование выравнивающего элемента синхронизатора в преселекторной коробке передач

д.т.н. проф. Шарипов В.М., к.т.н. Крючков В.А.
 Университет машиностроения, ОАО «НИИ Стали»

8(495)223-05-23 (1111), trak@mami.ru, 8(916)679-44-51, Smash@list.ru

Рассмотрен процесс переключения передач с помощью синхронизатора в коробке передач автомобиля и трактора с учетом действующего поводкового момента от выключенной фрикционной муфты. Предложен метод расчета работы буксования и времени синхронизации для условий нагружения синхронизатора с учётом действующего от выключенной фрикционной муфты поводкового момента.

Ключевые слова: синхронизатор; коробка передач; переключение передач; работа буксования, время синхронизации

Slipping of equalizing element of a synchronizer in preselective gearbox

Dr. Eng., prof. V.M. Sharipov, Ph.D. V.A. Kruchkov
 Moscow State University of Mechanical Engineering, Research Institute of Steel
 +7 (495) 223-05-23 (1111), trak@mami.ru, +7 (916) 679-44-51, Smash@list.ru

There is considered the process of gear shifting with help of synchronizer in automobile and tractor gearbox taking into account working driving moment from disconnected friction clutch coupling. There is suggested the method of calculation of work of slipping and the time of synchronizing for conditions of synchronizer loading taking into account working driving moment from disconnected friction clutch coupling.

Keywords: synchronizer, gearbox, gear shifting, work of slipping, time of synchronizing

Повышение динамических качеств дизель-генератора в системе дополнительной энергетики автопоезда

к.т.н. доц. Фомин А.П.

Университет машиностроения
 8 (917) 567 -89 -71, afomin2008@yandex.ru

В статье рассмотрены возможности повышения динамических качеств дизель-генератора в системе дополнительной энергетики автопоезда, определены влияющие факторы и особенности управления. Предложена система автоматического регулирования дизель-генератора, позволяющая решить поставленную задачу и прошедшая дорожные испытания.

Ключевые слова: большегрузный автопоезд, система дополнительной энергетики, дизель-генератор, система автоматического регулирования

Increase of dynamic qualities of diesel generator in the supplementary energy system of road train.

Ph.D. A.P. Fomin

Moscow State University of Mechanical Engineering
 +7 (917) 567-89-71, afomin2008@yandex.ru

There are considered possibilities of improving the dynamic properties of diesel generators in the supplementary energy system of road train and identified influencing factors and control features. There is suggested the system of automatic regulation of diesel generator which had passed road tests and allows to solve the task.

Keywords: heavy duty road train, the supplementary energy system, diesel generator, system of automatic regulation

Общие вопросы взаимодействия эластичного колеса с жесткой опорной поверхностью

к.т.н. доц. Абузов В.И., к.т.н. доц. Балабина Т.А., к.т.н. доц. Чепурной С.И.

Университет машиностроения,
 8(495)2230523, доб. 1390, tmm@mami.ru

В статье из анализа явлений, происходящих в контакте эластичного колеса с жестким ос-

нованием, рассматриваются общие вопросы механики качения колеса, которые впоследствии использованы для более детального исследования фрикционной пары «эластичное колесо – опорная поверхность».

Ключевые слова: колесо, качение, сопротивление качению, трение, касательная сила.

General questions of interaction of an elastic wheel with rigid supporting surface

Ph.D. V. I. Abuzov, Ph.D. T. A. Balabina, Ph.D. S. I. Chepurnoy
Moscow State University of Mechanical Engineering (MAMI)
+7(495)223-05-23, ext. 1390, tmm@mami.ru

This article discusses general issues of mechanics of wheel rolling, which were subsequently used for a more detailed study of the friction pair "flexible wheel - supporting surface."

Keywords: wheel, rolling, rolling resistance, friction, tangential force.

Совершенствование экологических качеств транспортного дизеля применением средств физико- химического воздействия на процессы рабочего цикла

д.т.н. проф. Фомин В.М, Хергеледжи М.В., Атраш Р.
Университет машиностроения
mixalichDM@mail.ru, hergheledji@mail.ru

Предложен метод совершенствования экологических характеристик дизеля на основе применения биологического и водородосодержащего соединений в качестве средств физико-химической активации процессов рабочего цикла.

Ключевые слова: дизель, выбросы вредных веществ, водород, физико-химический реагент.

Improving environmental quality of transport diesel by use of physical and chemical effects on the operating cycle

Dr.Eng., Prof. V. M. Fomin, M.V. Hergeledji, R. Atrash
Moscow State University of Mechanical Engineering (MAMI)
mixalichDM@mail.ru, hergheledji@mail.ru

A method for improving the environmental performance of diesel engine based on the use of biological and hydrogen-containing compounds as means of physical and chemical activation of the operating cycle processes.

Keywords: diesel, emissions, hydrogen, physical and chemical reagent.