

**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ**
**Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего профессионального образования**
«Московский государственный машиностроительный университет (МАМИ)»

Кафедра «Теория механизмов и машин»

Авторы:

Балабина Т.А. доц., к.т.н.

Мамаев А.Н. проф., к.т.н.

ПРОФИЛИРОВАНИЕ ЭВОЛЬВЕНТНЫХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

Методические указания по выполнению курсового проекта по «Теории механизмов и машин», «Основы проектирования», «Основы расчета механизмов», «Механика», «Теоретические основы расчета механизмов», «Основы теории механизмов», «Анализ и синтез механизмов»

для студентов

по направлениям 140400, 141100, 150700, 151900, 190100, 190600, 220700, 190109, 51000, 280700, 151701, 050100

Под редакцией
проф., к.т.н. Мамаева А.Н.

Москва 2013 г.

Разработано в соответствии с Государственным образовательным стандартом ВПО 2000 г. для направлений подготовки 140400, 141100, 150700, 151900, 190100, 190600, 220700, 190109, 51000, 280700, 151701, 050100 на основе рабочих программ дисциплин «Теория механизмов и машин», «Основы проектирования», «Основы расчета механизмов», «Механика», «Теоретические основы расчета механизмов», «Основы теории механизмов», «Анализ и синтез механизмов».

Рецензенты:

Н.П.Баловнев к.т.н., профессор кафедры «Детали машин и подъемно-транспортные устройства».

В.В. Кореновский к.т.н., доцент кафедры «Теория механизмов и машин».

Работа подготовлена на кафедре: «Теория механизмов и машин».

Методические указания по выполнению курсового проекта по «Теории механизмов и машин», «Основам проектирования», «Основам расчета механизмов», «Механика», «Теоретические основы расчета механизмов», «Основы теории механизмов», «Анализ и синтез механизмов»: методические указания/ Балабина Т. А., Мамаев А.Н. – 1-е изд. – М. : – Университет машиностроения, 2013. – 33 с.

В данных методических указаниях приведена методика построения эвольвентного профиля зуба колеса в станочном зацеплении, а также методика построения зацепления двух колес.

Цель данных методических указаний – изучение свойств и элементов эвольвентного зацепления и геометрических параметров зубчатых колес.

Содержание

Введение	4
1. Исходные данные.	4
2. Основные положения реечного станочного зацепления.	5
3. Построение профиля зуба шестерни со смещением.	7
4. Построение зацепления зубьев шестерни и колеса (сборка передачи) и профилирования зубьев колес упрощенным методом.	17
5. Построения на сборочном чертеже.	20
6. Формулы для геометрического расчета зубчатых колес и передачи.	25
7. Оформление листа.	27
8. Список литературы.	29
9. Таблица значений эвольвентной функции inv .	30

Введение

Лист курсового проекта «Профилирование эвольвентных зубчатых колес» включает в себя геометрический расчет параметров эвольвентных прямозубых цилиндрических зубчатых колес со смещением и составленной из них передачи, построение профилей зубьев колес, а также построение их зацепления.

Процесс изготовления зубчатого колеса состоит, как правило, из двух последовательно выполняемых этапов:

1. Изготовление заготовки - то есть такой промежуточной детали, которая имеет форму и размеры зубчатого колеса, но не имеет еще зубьев (зубчатого венца).
2. Нарезание зубьев на заготовке (помимо нарезания зубьев, которое является наиболее широко применяемым при крупносерийном и массовом производстве, используют и другие методы – например, накатка, протяжка).

Однако, под изготовлением зубчатых колес обычно понимают только процесс нарезания на заготовке зубьев, поскольку именно эта технологическая операция является специфической в производстве колес и осуществляется при помощи специального оборудования и инструмента. Этап же изготовления заготовки, который не содержит таких специфических технологических операций, предполагается выполненными заранее, то есть заготовка считается полученной.

Поэтому в дальнейшем тексте под изготовлением зубчатых колес понимается только процесс их нарезания.

1. ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ.

Исходные данные содержат:

z_1 – число зубьев меньшего из двух колес передачи, называемого шестерней;

z_2 – число зубьев колеса ($z_2 > z_1$).

При $z_1 = z_2$ шестерней называют ведущее колесо передачи.

$\alpha = 20^\circ$ - угол профиля зуба рейки;

m - модуль;

$h_a^* = 1$ - коэффициент высоты головки зуба;

$c^* = 0,25$ - коэффициент радиального зазора.

Требуется:

1. Построить методом огибания профили зубьев шестерни со смещением, применяя инструмент реечного типа.
2. Рассчитать параметры заданной зубчатой передачи со смещением, а также размеры каждого из колес.

3. Выполнить сборочный чертеж передачи, используя при построении профилей зубьев колеса упрощенный графический метод.

2. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ РЕЕЧНОГО СТАНОЧНОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ.

Современные зубчатые колеса нарезаются, как правило, методом огибания. При этом заготовке, из которой изготавливают зубчатое колесо, и режущему инструменту, имеющему зубчатую форму, сообщают на станке такие движения друг относительно друга, которые воспроизводят процесс зацепления.

Помимо движений, воспроизводящих процесс зацепления, инструменту сообщается технологическое движение резания. При этом режущие кромки инструмента описывают зубчатую поверхность, называемую производящей. Если производящую поверхность рассечь плоскостью, перпендикулярной оси нарезаемого колеса, то в сечении получаем исходный производящий контур. Станочное зацепление – зацепление исходного производящего контура с профилем зуба нарезаемого колеса.

Наиболее распространенным является инструмент реечного типа, когда исходный производящий контур имеет очертания зубчатой рейки и её прямолинейные части нарезают эвольвентные профили зубьев.

Геометрия зубьев нарезаемого колеса определяется параметрами исходного производящего контура реечного инструмента и его расположением по отношению к колесу. Форма и размеры контура стандартизированы. Эвольвентные части профиля реечного контура прямолинейны и наклонены под углом α . Переходы от прямолинейной части зуба к прямой вершин и впадин осуществляется по переходной кривой, радиус r_c которой равен $0,38 m$. Точки сопряжения отмечены (рис. 1) на исходном производящем контуре буквами k и k' ; k^* и k'' . Прямолинейная часть kk^* является эвольвентной, а переходные кривые kk' и k^*k'' – неэвольвентной частью контура. Прямая, разделяющая зуб рейки на головку и ножку (одинаковые по высоте), называется делительной. На контуре отмечают еще четыре линии, параллельные делительной прямой и проходящие по основаниям вершин и впадин зубьев и через точки сопряжения k и k^* . Расстояние между этими прямыми выражают размеры зуба исходного производящего контура по высоте и измеряются соответственно величинами $h_a = h_a^* m$, $c^* m$, где h_a^* – коэффициент высоты головки зуба, c^* – коэффициент стандартного радиального зазора, m – стандартный модуль. Согласно стандарту $h_a^* = 1$, $c^* = 0,25$. Прямая, проходящая через точку k^* , называется прямой граничных точек; а через точку k – прямой точек притупления (рис. 1). Размерами вдоль делительной прямой являются шаг P , толщина зуба S и ширина впадины e . Шаг P исходного производящего контура, измеренный по любой прямой, параллельной делительной, есть величина постоянная и равна πm , где m – стандартный модуль. Толщина S зуба по делительной прямой равна ширине e впадины, т.е. $S = e = P/2 = (\pi m)/2$.

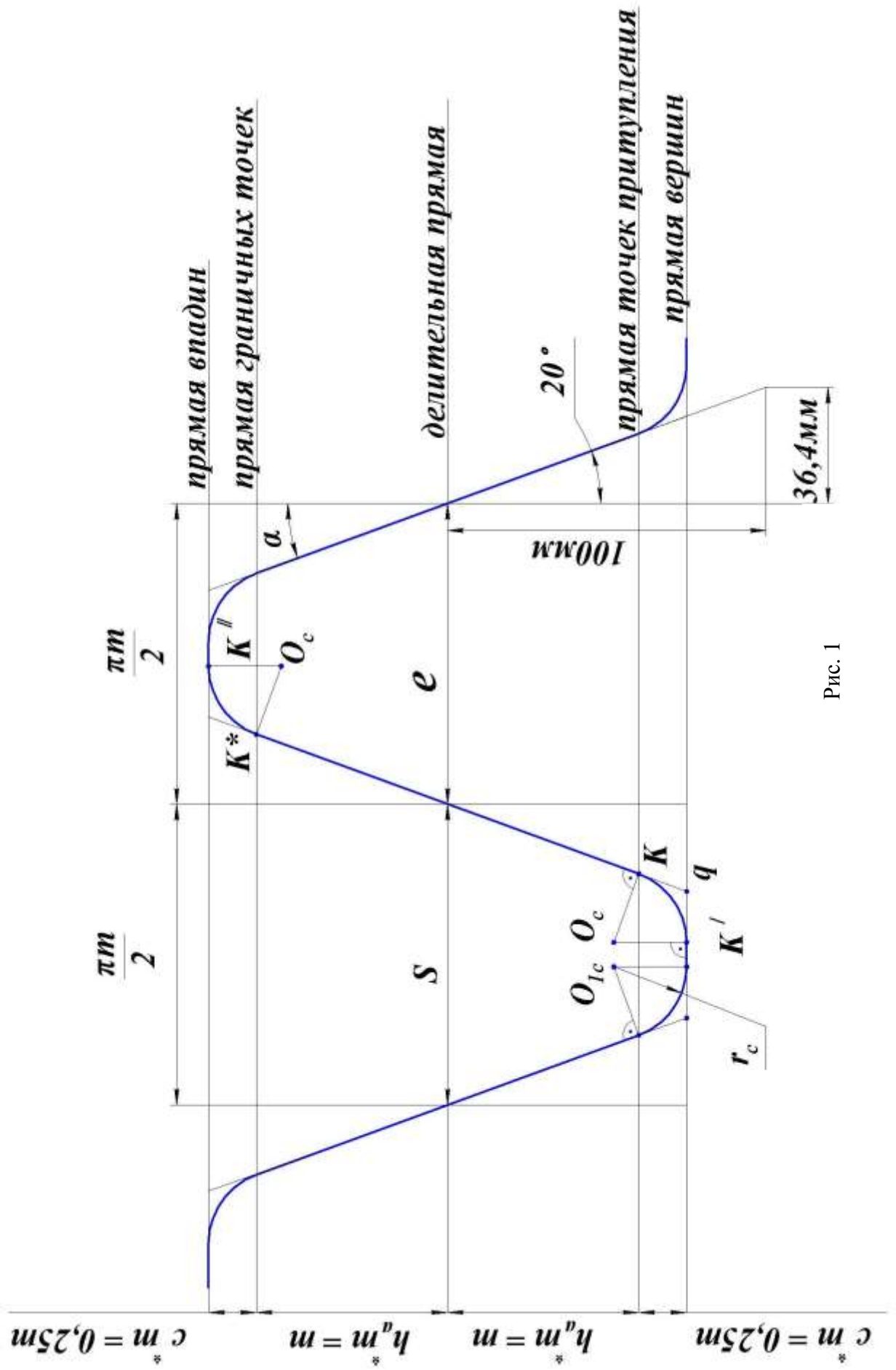


Рис. 1

Угол профиля зуба стандартизирован и равен $\alpha = 20^\circ$.

На станке инструмент может быть расположен по-разному относительно нарезаемого колеса. Поэтому в станочном зацеплении делительная прямая исходного производящего контура может располагаться различным образом по отношению к делительной окружности нарезаемого колеса. Расстояние между делительной прямой рейки и делительной окружностью колеса называется смещением инструмента. Его выражают в виде произведения модуля m на коэффициент смещения x . Колесо может быть нарезано без смещения ($x = 0$); с положительным смещением ($x > 0$) и с отрицательным смещением ($x < 0$). При положительном смещении делительная прямая не пересекает делительную окружность колеса.

3. ПОСТРОЕНИЕ ПРОФИЛЯ ЗУБА ШЕСТЕРНИ СО СМЕЩЕНИЕМ.

Построение выполняют путем графического воспроизведения на листе метода огибания, т.е. того движения исходного производящего контура, которое происходит на станке при нарезании зубьев или, как говорят, в станочном зацеплении.

Перед построением необходимо по заданным значениям чисел зубьев z_1 и z_2 , а также модуля m , выполнить расчет геометрических параметров зубчатых колес и передачи, (см. раздел № 6 настоящего пособия).

Построение следует выполнять не с действительным, а с чертежным модулем, который рекомендуется выбирать в пределах 40-50 мм и, по возможности, кратным действительному модулю. Для передач, у которых $(z_1 + z_2) \leq 24$ чертежный модуль удобно выбирать равным 50 мм, а для всех остальных – равным 40 мм.

Построение начинают с вычерчивания исходного производящего контура (рис. 1), для чего проводят пять горизонтальных прямых: прямую впадин, прямую граничных точек, делительную прямую, прямую точек притупления и прямую вершин соответственно на расстоянии $0,25m$, m , m и $0,25m$ друг относительно друга.

Затем проводят несколько перпендикуляров к этим прямым на расстоянии $\pi m/2$ друг от друга.

Через точки пересечения перпендикуляров с делительной прямой проводят наклонные прямые под углом $\alpha = 20^\circ$ - профили зубьев производящего контура. Угол α лучше откладывать не по транспортиру, который дает большую погрешность, а по треугольнику (см. рис. 1), катеты которого равны 100 мм и 36,4 мм.

Положение центров O_c и O_{lc} закруглений вершин зубьев находим следующим образом. Из точки q на прямой вершин откладываем отрезок $qk' = qk$, где k – точка пересечения профиля зуба рейки с прямой точек притупления. Затем из точек k и k' восстанавливаем перпендикуляры к отрезкам qk и qk' . Полученная точка пересечения перпендикуляров O_c и есть

центр скругления вершины зуба. Аналогичным образом находят центр O_{Ic} (рис. 1). Радиус скругляющей дуги $r_c = O_c k = O_c k'$.

После того, как вычерчен производящий контур, на расстоянии $x_{I\pi}$ от делительной прямой проводят начальную прямую, параллельную делительной (рис. 2, 3, 4, 5). Если коэффициент смещения x_I положителен, то смещение $x_{I\pi}$ откладывают ниже делительной прямой в сторону прямой вершин рейки. Если коэффициент смещения x_I – отрицательный, то смещение $x_{I\pi}$ откладывают выше делительной прямой в сторону прямой впадин рейки.

Точку пересечения начальной прямой с профилем зуба производящей рейки принимают за полюс зацепления и обозначают P .

Через точку P проводят прямую, перпендикулярную к профилю зуба производящей рейки и получают линию зацепления левых профилей (рис. 2, 3). Затем, через точку P проводят прямую, перпендикулярную к начальной прямой, и от полюса P в сторону прямой вершин, откладывают отрезок $PO_I = r_I$ (рис. 2). Из полученной точки O_I , которая является центром шестерни, проводят делительную окружность шестерни радиуса r_I . Кроме этого, из центра O_I опускают перпендикуляр на линию зацепления и получают точку N . Точка N является предельной точкой линии зацепления, а перпендикуляр $O_I N$ определяет радиус основной окружности r_{bl} . Для контроля точности построений необходимо сравнить полученный отрезок $O_I N$ с расчетным значением радиуса основной окружности r_{bl} и отрезка PN : $r_{bl} = r_I \cos \alpha$, $PN = r_I \sin \alpha$.

Далее приступают к построению ряда мгновенных положений профиля зуба производящего контура при его движении относительно шестерни.

Для этого разбивают начальную прямую влево и вправо от полюса P на ряд равных отрезков:

— — — — — — — — — —
 $P1 = 12 = 23 = 34 = Pa = ab = bv = vg$ и т.д., а делительную окружность на то же число равных им по длине дуг (рис. 2, 3, 4, 5)

∪ ∪ ∪ ∪ ∪ ∪ ∪ ∪
 $P1' = 1'2' = 3'4' = 4'5' = Pa' = a'b' = b'v' = v'z'$ и т.д.

— — — — —
 Длина $P1 = 12 = P1' = 1'2'$ и т.д.

равна отрезку t (рис. 4, 5), измеренному по горизонтали между точкой O_c и прямой PO_I' .

При такой разбивке отрезки

$\overline{P1} = \overline{12} = \overline{Pa} = \overline{ab}$

и т.д. начальной прямой приравняются по длине не к дугам

∪ ∪ ∪ ∪
 $P1' = 1'2' = Pa' = a'b'$

Рис. 2

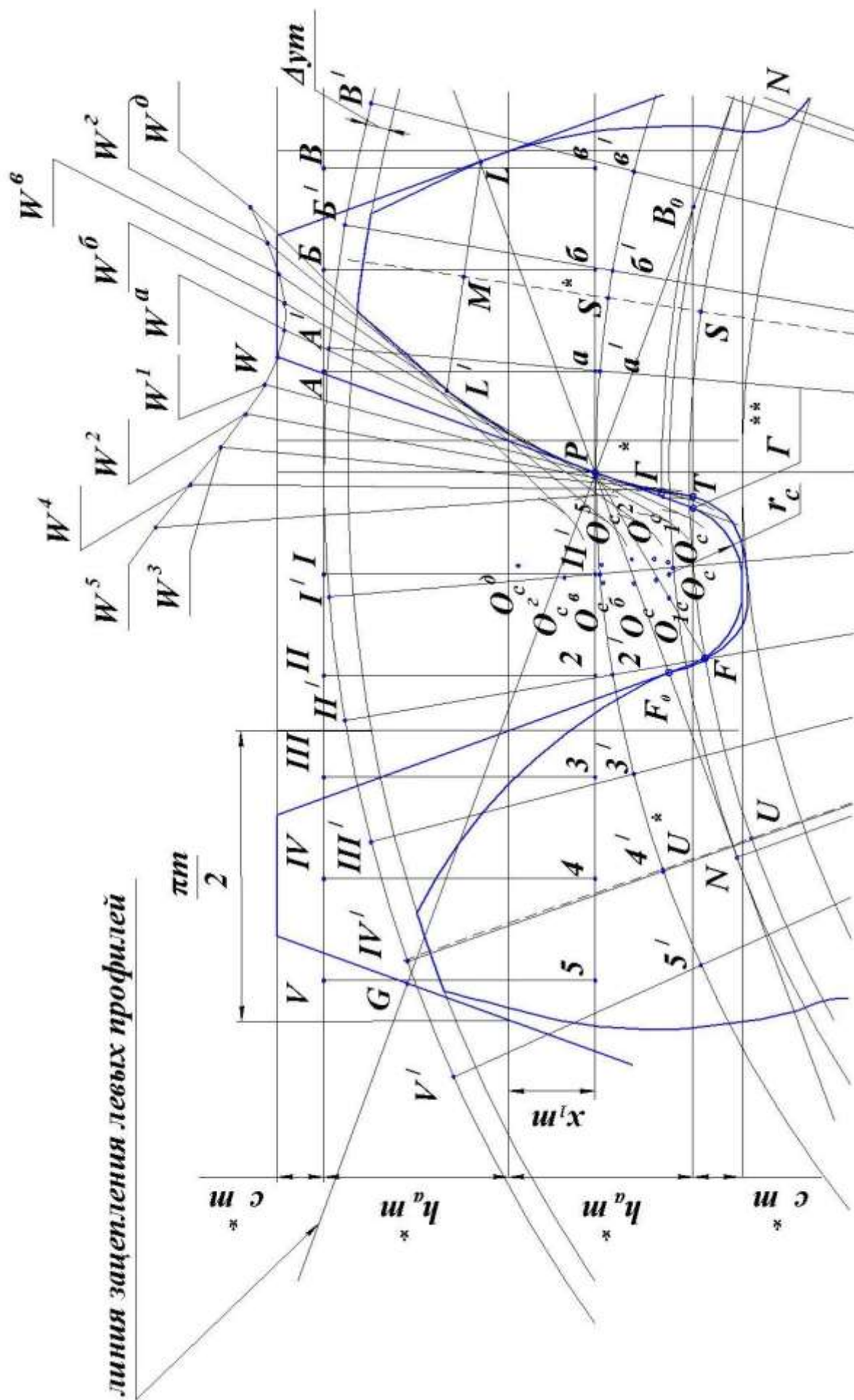


Рис. 3

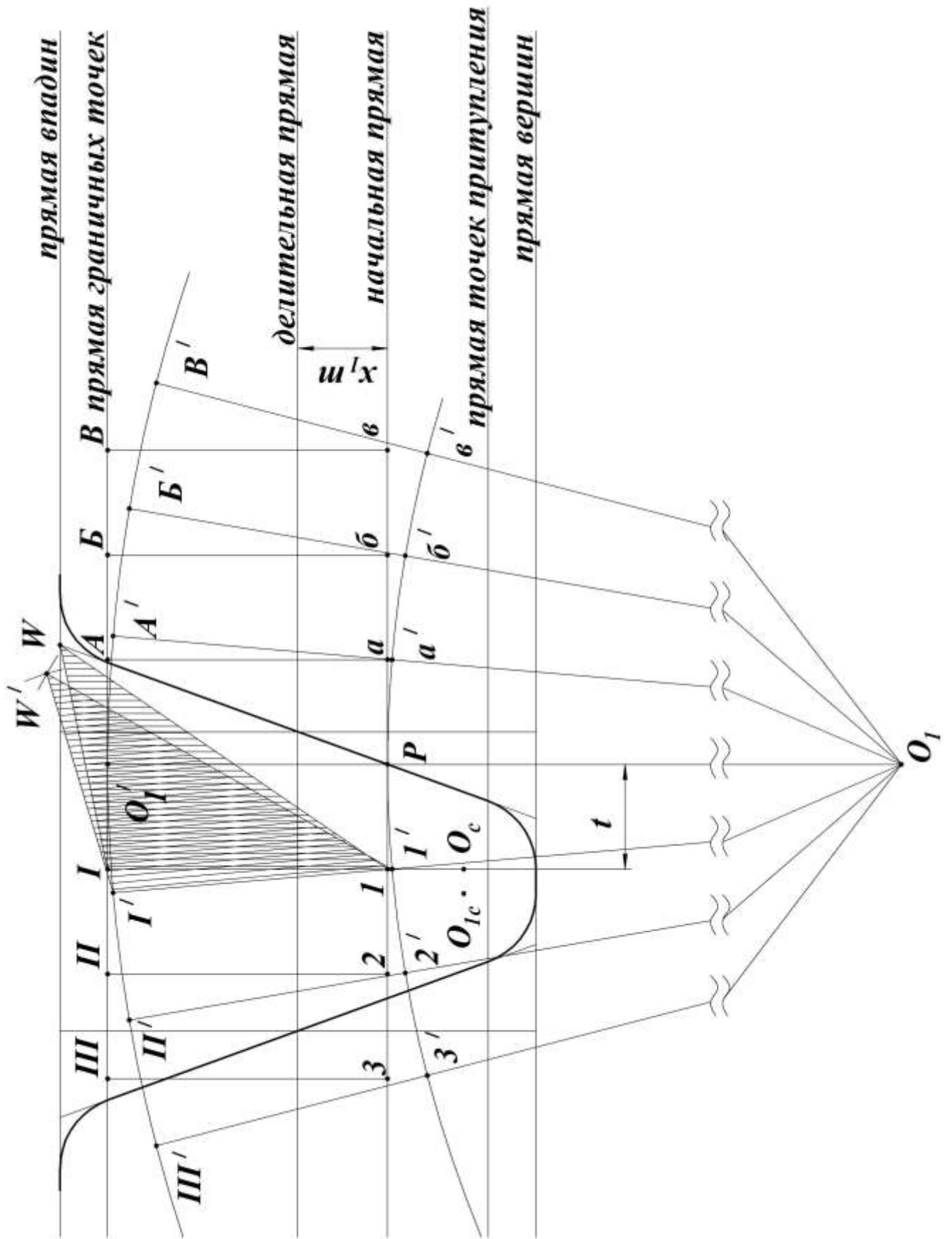


Рис. 4

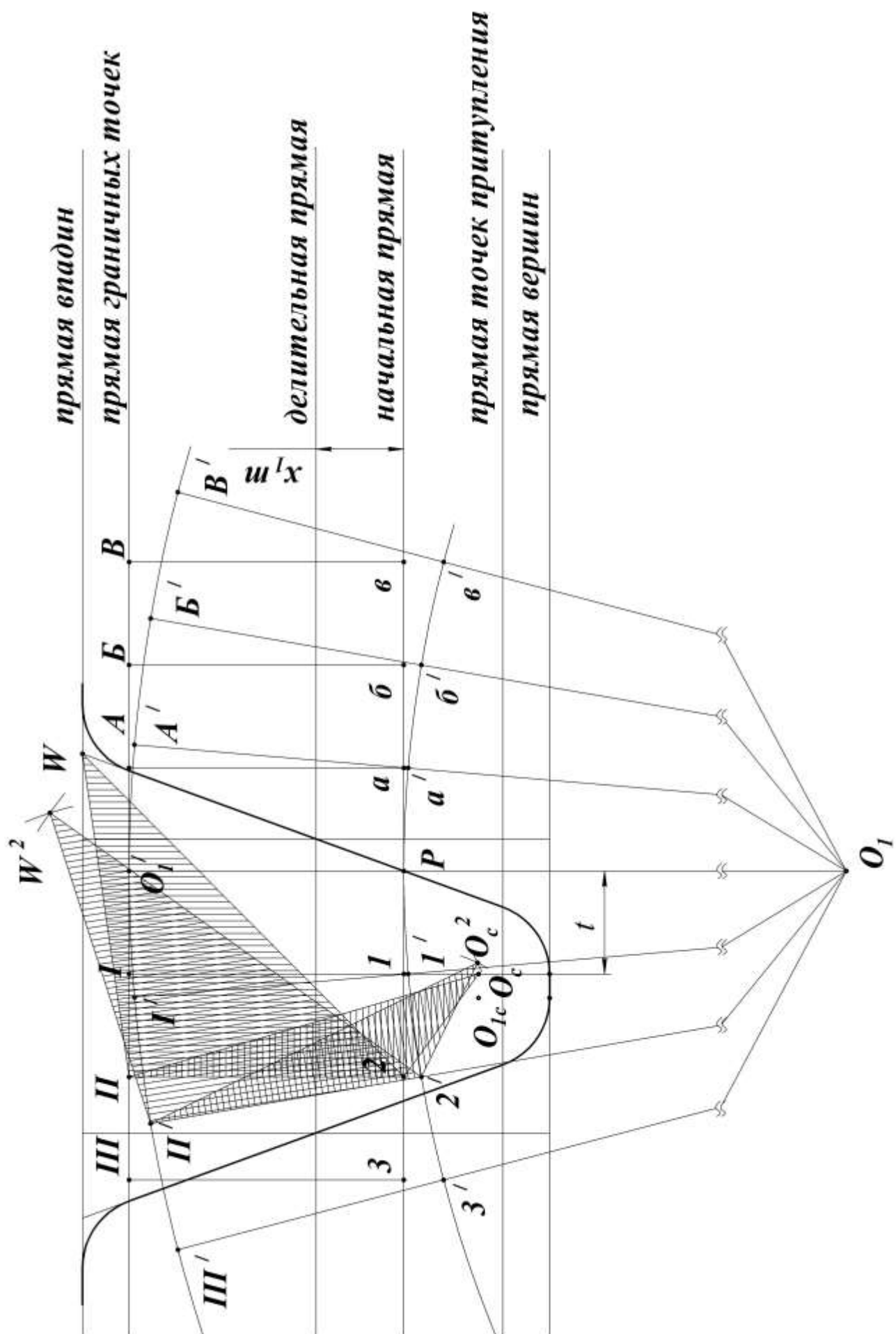


Рис. 5

и т.д. делительной окружности, как должно быть при качении без скольжения, а к стягивающим эти дуги хордам

$$\overline{P1'} = \overline{1'2'} = \overline{Pa'} = \overline{a'b'} \text{ и т.д.}$$

Однако разница в длине хорды и дуги так мала в данном случае, что не влияет на точность построений. Всего на делительной окружности и начальной прямой достаточно отложить 4–6 дуг и отрезков в каждую сторону от полюса P . Затем через полученные точки $1, 2, 3 \dots, a, b, в \dots$ проводят вертикальные прямые до их пересечения с прямой граничных точек. Получают точки $I, II, III, IV, \dots A, B, B, \dots$ Через точку O_1' , пересечения прямой O_1P с прямой граничных точек проводят окружность. Из центра O_1 через точки $1', 2', 3' \dots, a', b', в', z' \dots$ проводят лучи до пересечения с окружностью, проведенной через точку O_1' . Получают точки $I', II', III', IV', \dots A', B', B', Г' \dots$

Далее отмечают точку W , найденную как пересечение линии профиля зуба производящего контура с прямой впадин. В первой момент обката прямая II переместиться в положение $I'I'$. На этом положении $I'I'$ строят треугольник $I'I'W'$, равный треугольнику IIW с вершиной в точке W и основанием $I'I'$. На продолжении этого основания $I'I'$ откладывают отрезок $I'O_c^1$, равный IO_c (рис.4).

Для второго момента обката (рис. 5) рассматривают треугольник $2IIW$ с вершиной в точке W и основанием $2II$, а также треугольник $2IIO_c$ с вершиной O_c и тем же основанием $2II$. На основании $2'II'$ строят треугольник $2'II'W^2$, равный треугольнику $2IIW$ и треугольник $2'II'O_c^2$, равный треугольнику $2IIO_c$, т.е.

$$\Delta 2IIW = \Delta 2'II'W^2 \text{ и } \Delta 2IIO_c = \Delta 2'II'O_c^2.$$

Аналогичным образом находят точки $W^3, W^4, W^5, W^a, W^b, W^c$ и т.д. и O_c^3, O_c^4, O_c^5 , и т.д. для всех моментов обката.

После того, как все точки W и O_c найдены, вычерчивают положения профиля зуба производящего контура в различные моменты обката (рис. 2 и 3). Для этого (рис.6). из точек O_c^1, O_c^2, O_c^3 и т.д. проводят дуги окружностей радиуса r_c . Из точек W^1, W^2, W^3 и т.д. к соответствующим дугам проводят касательные.

Проводя огибающую найденных положений профиля зуба производящего контура, получают левый профиль зуба нарезаемой шестерни.

Полученный таким образом профиль зуба шестерни оказывается очерченным по двум кривым: выше основной окружности – по описываемой точкой P эвольвенте основной окружности, а ниже – по переходной кривой. Вид переходной кривой зависит от формы зуба инструмента, применяемого при нарезании. В данном случае, когда для нарезания используют реечный инструмент, производящий контур которого представлен на рис. 1, вершины зубьев которого скруглены дугой окружности, переходная кривая представляет эквидистанту удлиненной эвольвенты, описываемой центром O_c скругленной дуги.

Та точка профиля зуба шестерни, которая отделяет его эвольвентную часть от переходной кривой, называется граничной точкой и обозначается буквой Γ^* (рис. 2, 3, 7). Сопряженной ей точкой на производящем контуре является крайняя точка Γ^{**} прямолинейной, т.е. эвольвентной части профиля его зуба, называемая точкой притупления. На этом основании положение точки Γ^* на зубе шестерни определяют графически, пользуясь правилом нахождения сопряженных точек, а именно: сносят точку Γ^{**} (в точку B_o), проводя горизонталь до линии зацепления левых профилей, и засекают профиль зуба шестерни из центра O_I дугой радиуса $O_I B_o$. Получают точку Γ^* .

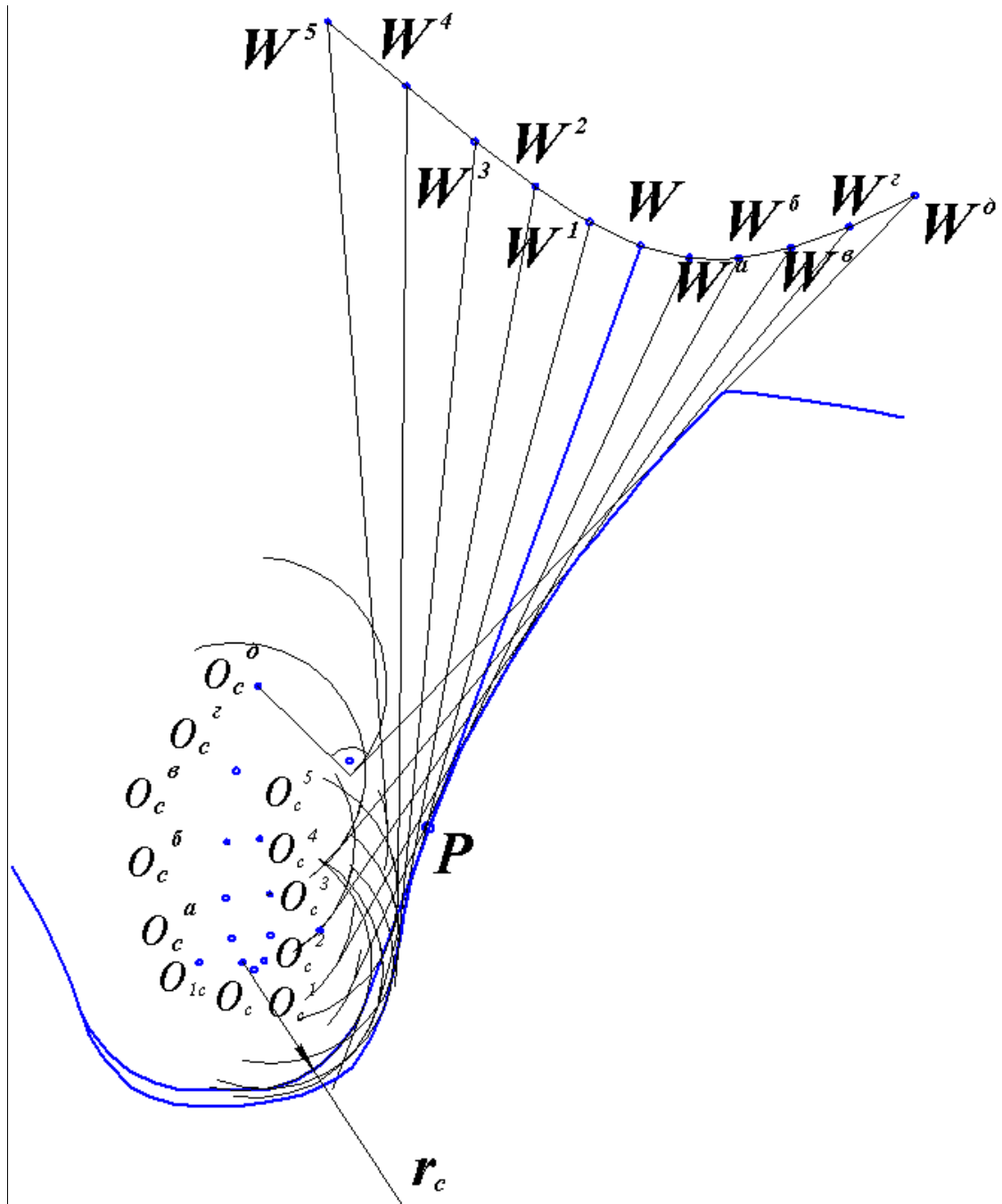


Рис. 6

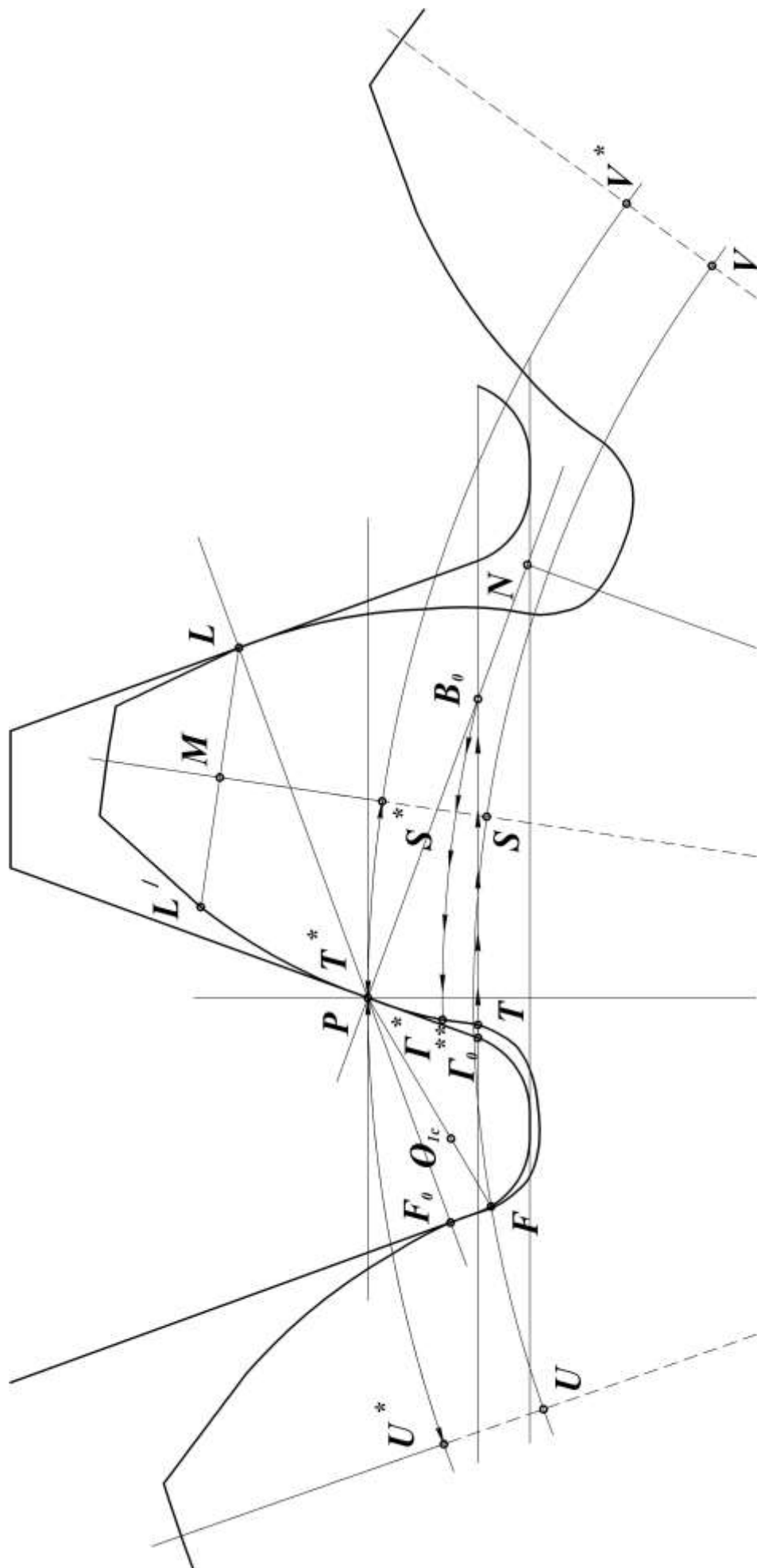


Рис. 7

Заметим, что граничная точка Γ^* располагается весьма близко от основной окружности (рис. 2, 3, 7), а иногда – при совпадении B_o с N – непосредственно на ней. Отмеченное обстоятельство позволяет во многих случаях приближенно принимать за начало эвольвентной части профиля основную окружность.

На этом построение левого профиля зуба шестерни заканчивается.

Учитывая тот факт, что правый профиль зуба симметричен левому относительно оси симметрии, проходящей через середину зуба, определяют положение этой оси симметрии. После этого по точкам строят правый профиль как зеркальное отображение левого относительно указанной оси (рис. 7). Для нахождения оси симметрии, через полюс P перпендикулярно левому профилю соседнего зуба рейки проводят линию зацепления правых профилей зубьев производящего контура и шестерни. Точка L пересечения этой линии с правым профилем зуба производящего контура является точкой касания этого профиля с правым профилем зуба шестерни. Из центра O_I через точку L проводят дугу окружности до пересечения с левым профилем в точке L' . Дуга LL' представляет окружную толщину зуба шестерни на радиусе O_IL . Разделив эту дугу пополам и соединив полученную точку M с центром O_I , находят ось симметрии зуба. Затем, из центра O_I проводят несколько concentрических дуг, на каждой дуге отмечают расстояние между точками ее пересечения с левым профилем и осью симметрии и откладывают это расстояние на продолжении дуги вправо от оси симметрии. Соединяя полученные таким образом на всех дугах точки, строят правый профиль зуба шестерни.

При профилировании шестерни на ней требуется вычертить не менее трех зубьев (рис. 2, 3).

Для их построения слева и справа от оси симметрии полученного зуба из центра O_I на расстоянии углового шага $\tau_I = 360^\circ / z_I$ проводят линии симметрии соседних зубьев и строят профили зубьев, применяя описанный метод дуг. Профили соседних зубьев допускается также вычерчивать с помощью шаблона, который можно изготовить из кальки по первому зубу.

В этом и другом случаях правильность выполняемых построений необходимо проверить по положению точек касания сопряженных профилей зубьев шестерни и производящего контура. Так, точка F_o (рис. 2, 3 и 7) касания правых профилей левого зуба шестерни и зуба производящего контура должна лежать на линии зацепления правых профилей. Неэвольвентные части этих профилей также имеют точку касания F . Ее находят, используя положение о том, что нормаль к профилям в точке их касания всегда должна проходить через полюс зацепления. Поскольку нормалью к дуге окружности, округляющей вершину зуба производящего контура, является ее радиус, то, проводя прямую через полюс P и центр O_{Ic} (рис. 7) до пересечения со скругляющей дугой, в пересечении этих двух линий, получают точку F .

Подобным образом находится точка G касания левого профиля левого зуба шестерни с сопряженным профилем правого зуба производящего контура (рис. 2, 3). Точка G лежит в пересечении левого профиля указанного зуба

контура с перпендикуляром, опущенным на этот профиль из полюса зацепления P , т.е. на линии зацепления левых профилей.

Следует заметить, что при изображении зацепления шестерни и контура в момент касания в полюсе P их средних зубьев, как это сделано на рис. 8, левый зуб шестерни не касается правого зуба контура в точке G рабочей частью своего профиля, т.к. зубья шестерни имеют ограниченную высоту. Поэтому в точке G профиль зуба шестерни касается зуба контура не рабочей частью, а своим воображаемым продолжением, которое на рис. 8 показано пунктиром.

Заметим также, что точку F можно использовать для определения положения осей симметрии левого, а затем и любых других зубьев шестерни вместо построения углов $\tau_1 = 360^\circ / z_1$, которое менее удобно. С этой целью через точку F из центра O_1 (рис. 2, 3, 7), необходимо провести окружность, а затем хорду TS , соответствующую половине окружной толщины зуба шестерни по этой окружности, отложить влево от точки F и получить точку U . Соединяя полученную точку U с O_1 , находят ось симметрии левого зуба шестерни. Ось симметрии правого зуба будет найдена, если из точки S вправо от нее на упомянутой окружности отложить раствором циркуля отрезок, равный SU , получить точку V и соединить ее с O_1 .

После того, как вычерчены профили всех трех зубьев, следует рассчитать диаметр d_{a1} окружности вершин шестерни и очертить вершины зубьев.

4. ПОСТРОЕНИЕ ЗАЦЕПЛЕНИЯ ШЕСТЕРНИ И КОЛЕСА (СБОРКА ПЕРЕДАЧИ) И ПРОФИЛИРОВАНИЕ ЗУБЬЕВ КОЛЕСА УПРОЩЕННЫМ МЕТОДОМ.

В начале на листе размечают положения центров O_1 шестерни и O_2 колеса, удаленных друг от друга на величину межосевого расстояния $O_1O_2 = a_w$ (рис. 9, 10).

Положение точки O_1 и направление межосевой линии следует выбирать с таким расчетом, чтобы отрезок O_1O_2 и сборочный чертеж передачи были удобно расположены на листе и при этом осталось свободное место для изображения схемы планетарного механизма и его решения графическим и аналитическим методами.

Из точек O_1 и O_2 , как из центров, радиусами r_{b1} и r_{b2} очерчивают основные окружности шестерни и колеса и, проводя к этим окружностям две общие касательные, получают линии зацепления N_1N_2 и $N_1'N_2'$, а в их пересечении с межосевой линией O_1O_2 - точку P - полюс зацепления.

Если расчеты выполнены правильно и с достаточной точностью, отрезки O_1P и O_2P должны быть соответственно равны расчетным радиусам начальных окружностей r_{w1} и r_{w2} .

Затем, из центров O_1 и O_2 проводят начальные окружности радиуса r_{w1} и r_{w2} , окружности впадин радиуса r_{f1} и r_{f2} , окружности вершин радиуса r_{a1} и r_{a2} , делительные окружности радиуса r_1 и r_2 .

Построение удобно выполнять, когда зубья шестерни и колеса касаются в полюсе зацепления P . Для этой цели на проведенной из центра O_I окружности радиуса r_{wI} от полюса P откладывают хорды PS^* и PU^* (рис. 7 и рис.10). Соединяя полученные точки с центром O_I получают оси симметрии зубьев шестерни. Для вычерчивания профилей можно воспользоваться либо шаблоном, либо с помощью уже упомянутого метода дуг.

Для построения профиля зуба колеса необходимо отложить на линии зацепления передачи и на основной окружности колеса вверх и вниз от точки N_2 ряд равных между собой отрезков и дуг (хорд) (рис. 9, 10):

$$\begin{array}{cccccccccccccccc} \text{—} & \text{—} & \text{—} & \text{—} & \text{—} & \text{—} & \text{—} & \cup & \cup & \cup & \cup & \cup & \cup \\ \mathbf{N_2 1} = \mathbf{12} = \mathbf{23} = \mathbf{34} = \mathbf{a\bar{b}} = \mathbf{\bar{b}b} = \mathbf{b\Gamma} = \mathbf{N_2 a'} = \mathbf{a'\bar{b}'} = \mathbf{\bar{b}'b'} = \mathbf{N_2 l'} = \mathbf{l'2'} = \mathbf{2'3'} \text{ и} \\ \text{т.д.} \end{array}$$

Длину отрезков рекомендуется брать в пределах $(1/5 - 1/8) r_2$ или $(0,3 - 0,4) m$.

В точках $1', 2', 3', \dots, a', b', в'$ необходимо провести касательные прямые к основной окружности r_{b2} . Для этого раствором циркуля N_2P из точек $1', 2', 3', \dots, a', b', в'$ на начальной окружности делают засечки $1'', 2'', 3'', \dots, a'', b'', в''$ и проводят через точки $1'1'', 2'2'', 3'3'', a'a'', b'b''$ и т.д. прямые линии. Эти прямые представляют собой касательные к основной окружности радиуса r_{b2} в точках $1', 2', 3', a', b', в'$ и т.д.

На касательных прямых $1'1'', 2'2'', 3'3'', a'a''$ и т.д. из точек $1', 2', 3', a', б'$ и т.д. откладывают отрезки:

$$\overline{1'I} = \overline{1P}, \overline{2'II} = \overline{2P}, \overline{3'III} = \overline{3P}, \overline{a'A} = \overline{aP}, \overline{б'Б} = \overline{бP} \text{ и т.д.}$$

Соединив полученные точки *I, II, III, A, B, B* и т.д. плавной кривой, доводят ее до основной окружности r_{b2} в точке *C*.

Полученная кривая является эвольвентной частью профиля зуба. Для построения переходной кривой параллельно лучу O_2C проводят прямую xx на расстоянии $0,4\text{ м}$. Из центра O_2 откладывают расстояние $(r_{f2} + 0,4\text{ м})$ и получают точку O^* - центр дуги переходной кривой.

Полученная таким образом переходная кривая является приближенным изображением действительной переходной кривой и использована здесь только для сокращения объема чертежной работы. Для построения действительной переходной кривой должен был бы применяться тот же способ, который применялся при профилировании зубьев шестерни.

На этом построении левого профиля I-ого зуба колеса заканчивается.

Правый профиль следует строить по левому, используя метод, который был применен при построении правого профиля зуба шестерни (рис. 7), как зеркального изображения левого.

Для нахождения оси симметрии I-ого зуба (рис. 10, 11) надо через точку L пересечения линии зацепления с правым профилем зуба шестерни провести из центра O_2 дугу до ее пересечения в точке L' с эвольвентой левого профиля зуба колеса, разделить дугу LL' пополам и соединить середину этой дуги - точку M с центром O_2 . Линия O_2M и будет искомой осью симметрии I-ого зуба

колеса. Пользуясь методом дуг и шаблонов около этой оси, вычерчивают правый профиль зуба.

Для того, чтобы построить профили двух соседних зубьев, следует вправо и влево от O_2M отложить угол (угловой шаг) $\tau_2 = 360^\circ / z_2$, провести оси симметрии зубьев и, пользуясь шаблоном или методом дуг, построить требуемые профили.

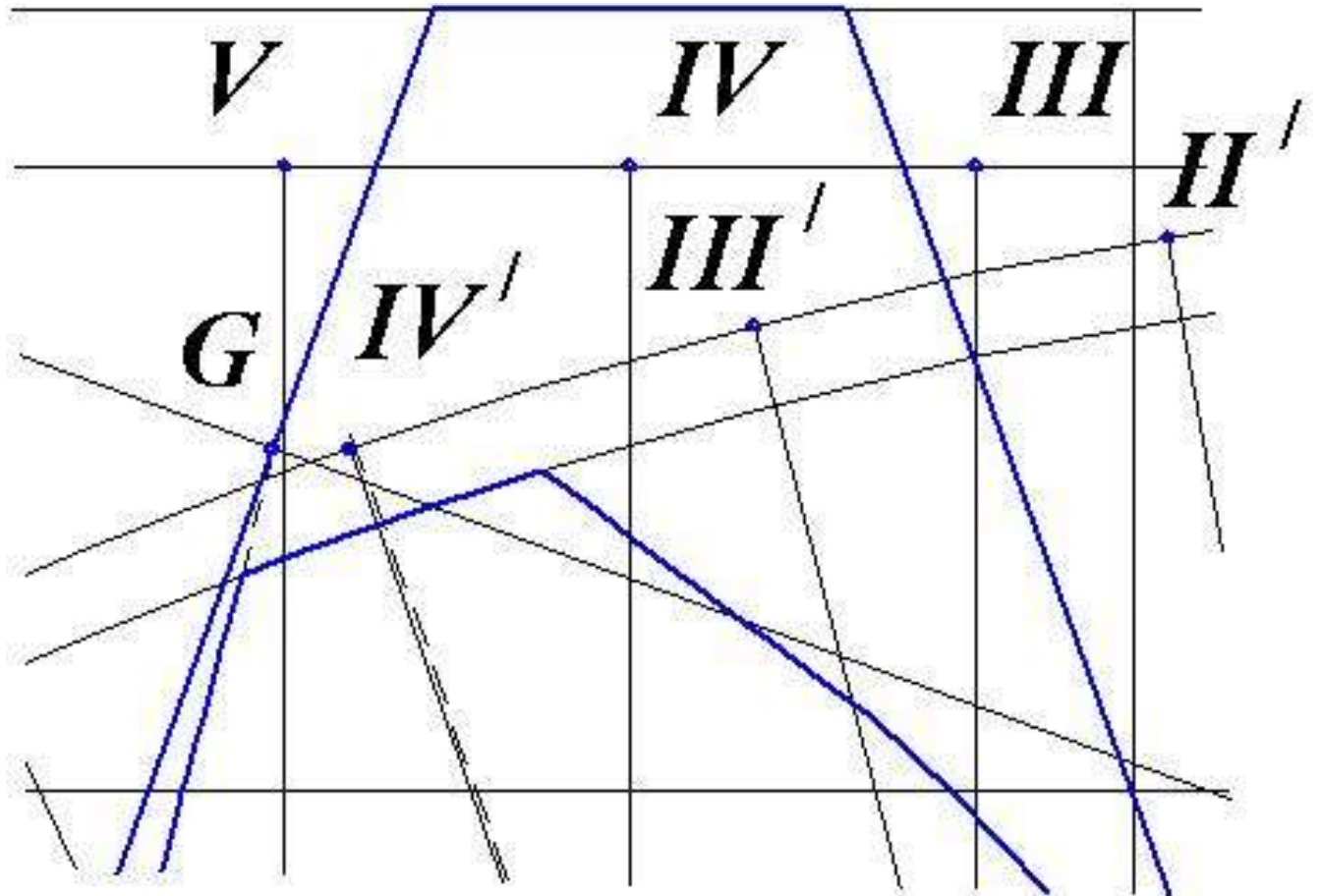


Рис. 8 (увеличенное изображение зубьев в зоне точки G)

Оси симметрии левого и правого зубьев можно найти также следующим образом.

Учитывая, что касание профилей в передаче происходит на линии зацепления, отмечают точку E ее пересечения с правым профилем I-го зуба шестерни или с продолжением этого профиля. Точка E является одновременно и точкой пересечения линии зацепления с правым профилем 2-го зуба колеса.

Если через точку E из центра O_2 провести дугу окружности, измерить на ней половину толщины I-го зуба колеса, т.е. отрезок FG и отложить этот отрезок на той же окружности вниз от точки E , то получим точку H , лежащую на оси симметрии 2-го зуба колеса. Соединяя точку H с центром O_2 , находим ось симметрии этого зуба (см. рис. 11).

Аналогичным образом находят оси симметрии других зубьев.

5. ПОСТРОЕНИЯ НА СБОРОЧНОМ ЧЕРТЕЖЕ.

На сборочном чертеже необходимо показать (рис. 10):

а) - активную линию зацепления B_1B_2 левых профилей зубьев. Предельные точки B_1 и B_2 этой линии находят в пересечениях линии зацепления N_1N_2 соответственно с окружностями вершин шестерни и колеса r_{a1} и r_{a2} .

б) - зоны одно- и двухпарного зацепления на линии зацепления и соответствующие участки на активных профилях зубьев. Для определения указанных зон (рис. 10, 12) на линии зацепления следует отложить от точки B_1 по направлению к B_2 и от точки B_2 по направлению к B_1 отрезки $B_1K_2 = B_2K_1 = P_b = P_\alpha = \pi m \cos \alpha$.

Полученные в результате отрезки B_1K_1 и B_2K_2 представляют собой зоны двухпарного зацепления, а отрезок K_1K_2 – зону однопарного зацепления.

Чтобы найти соответствующие участки на активных профилях зубьев, надо из центра O_1 через точки K_1 , K_2 и B_2 провести дуги окружностей до пересечения с левым профилем 1-ого зуба шестерни, а из центра O_2 через точки K_2 , K_1 и B_1 – дуги окружностей до пересечения с левым профилем 1-ого зуба колеса. Тогда участки профиля зуба шестерни, заключенные между дугами, которые проходят через точки K_1 и B_1 , а также через точки K_2 и B_2 , представляют участки двухпарного зацепления, а участок, заключенный между дугами, проходящими через точки K_2 и K_1 – участок однопарного зацепления, аналогично на профиле зуба колеса участки двухпарного зацепления ограничиваются дугами, проходящими через точки K_2 и B_2 , а также через точки K_1 и B_1 . Участок однопарного зацепления ограничивается окружностями, которые проходят через точки K_2 и K_1 .

Участок двухпарного зацепления на зубьях следует затушевать, а участок однопарного зацепления – заштриховать, как показано на рис. 10 и 12.

в) - численные значения всех радиусов окружностей шестерни и колеса для действительного модуля (численные значения для чертежного модуля не показывать), угол зацепления α_w , величину um воспринимаемого смещения, межосевое расстояние a_w , стандартные радиальные зазоры c^*m , угловые шаги $\tau_1 = 360^\circ / z_1$ и $\tau_2 = 360^\circ / z_2$, а также общие нормали w_1 и w_2 .

Согласно первому свойству эвольвенты, касательная к основной окружности совпадает с нормалью к профилям. Число зубьев z_{n1} и z_{n2} , охватываемых общей нормалью, зависит от числа зубьев шестерни или колеса и определяется по таблице № 1:

Таблица № 1

Z	6 - 18	19 - 27	28 -36
z_n	2	3	4

На чертеже в произвольном месте проводят касательные к основным окружностям r_{b1} и r_{b2} (рис. 11), которые совпадают с нормальями.

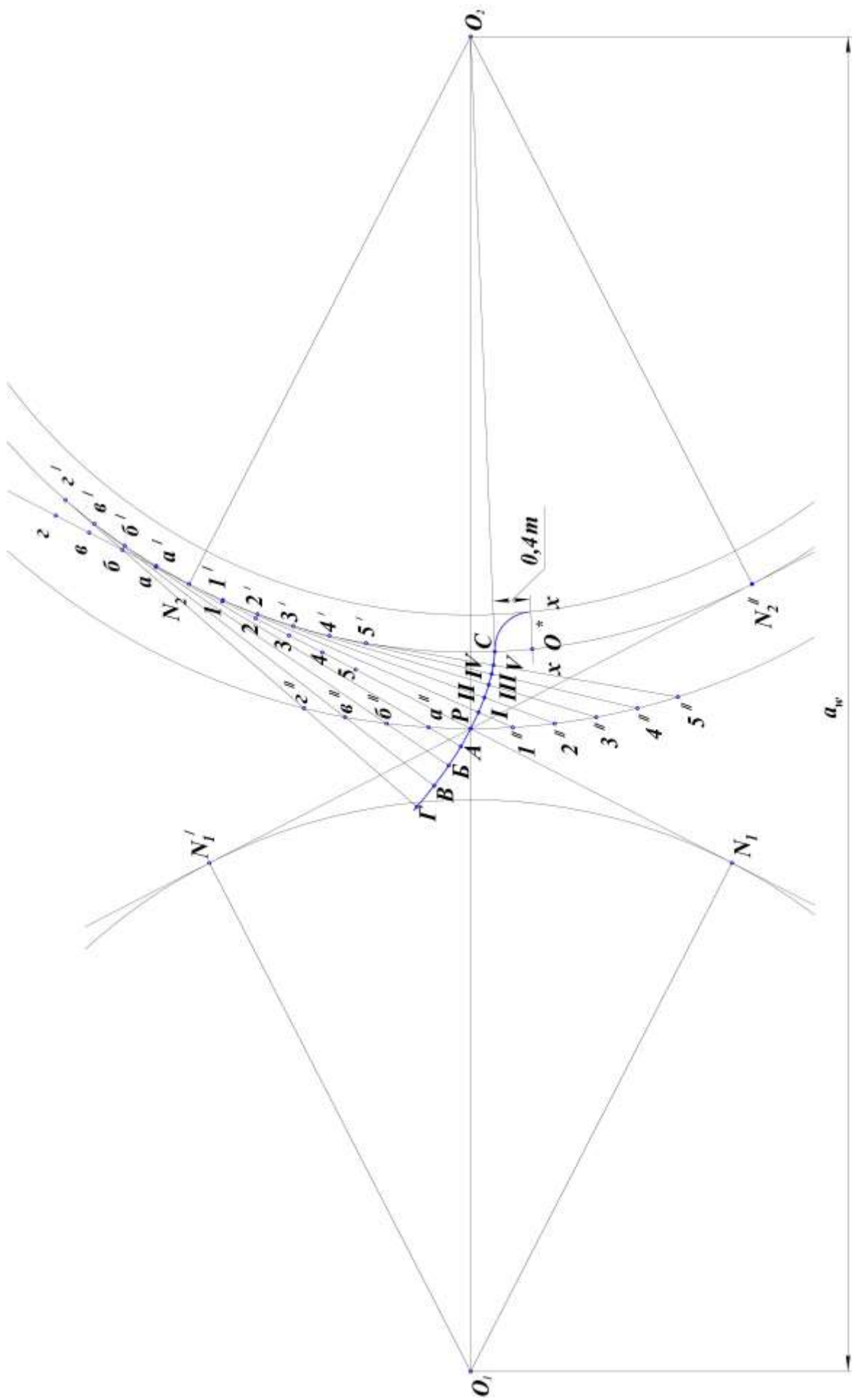


Рис. 9

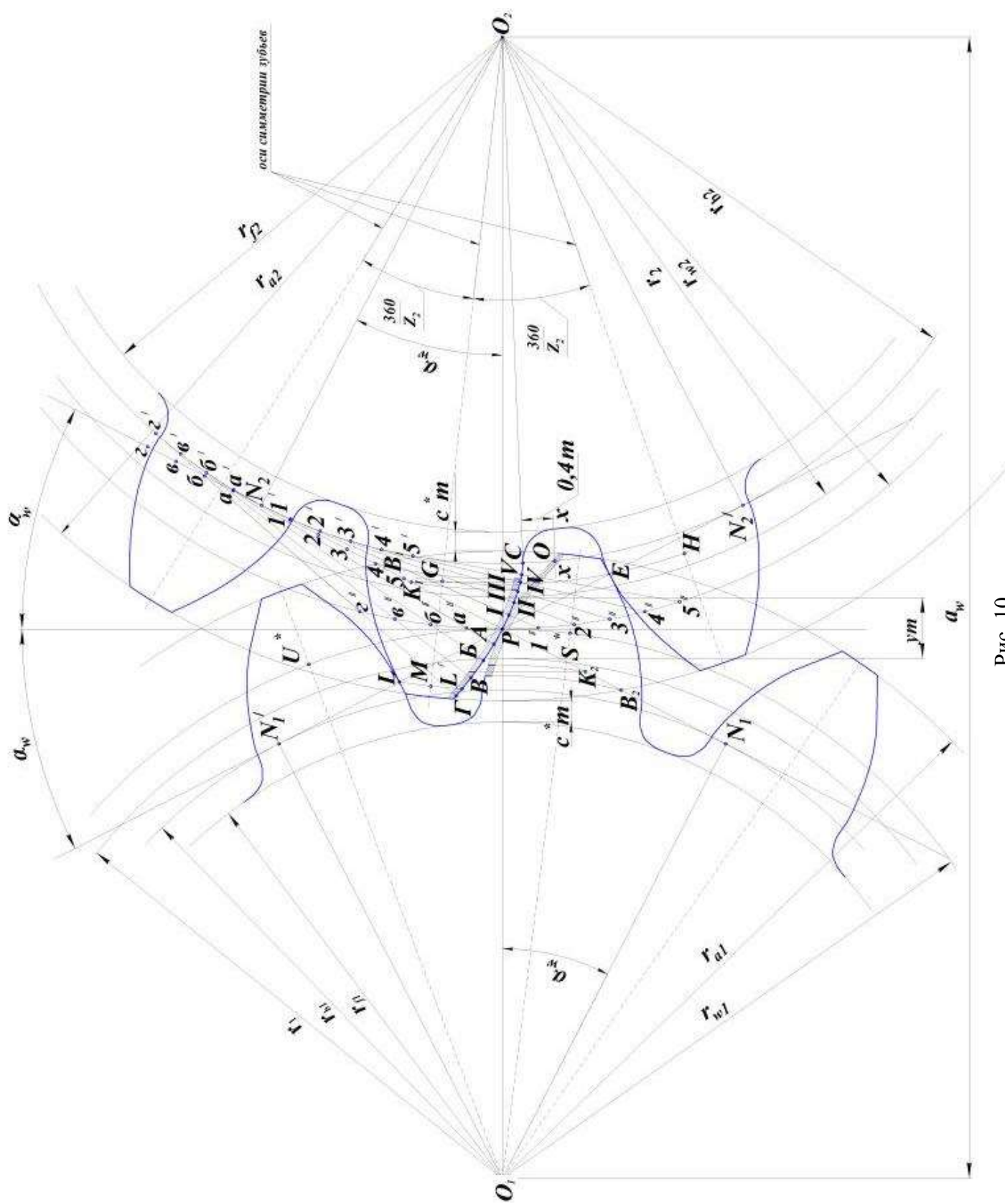


Рис. 10

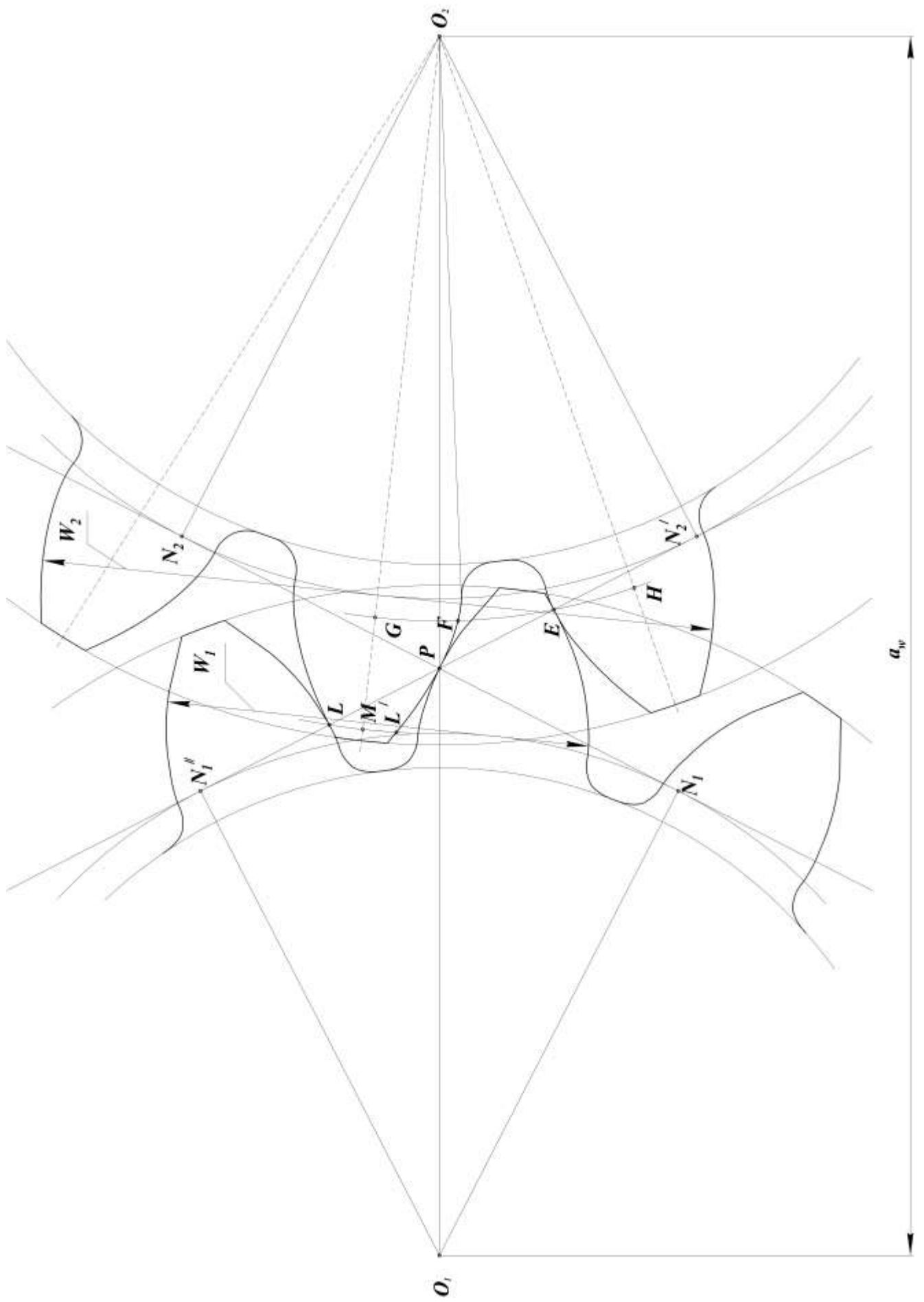


Рис. 11

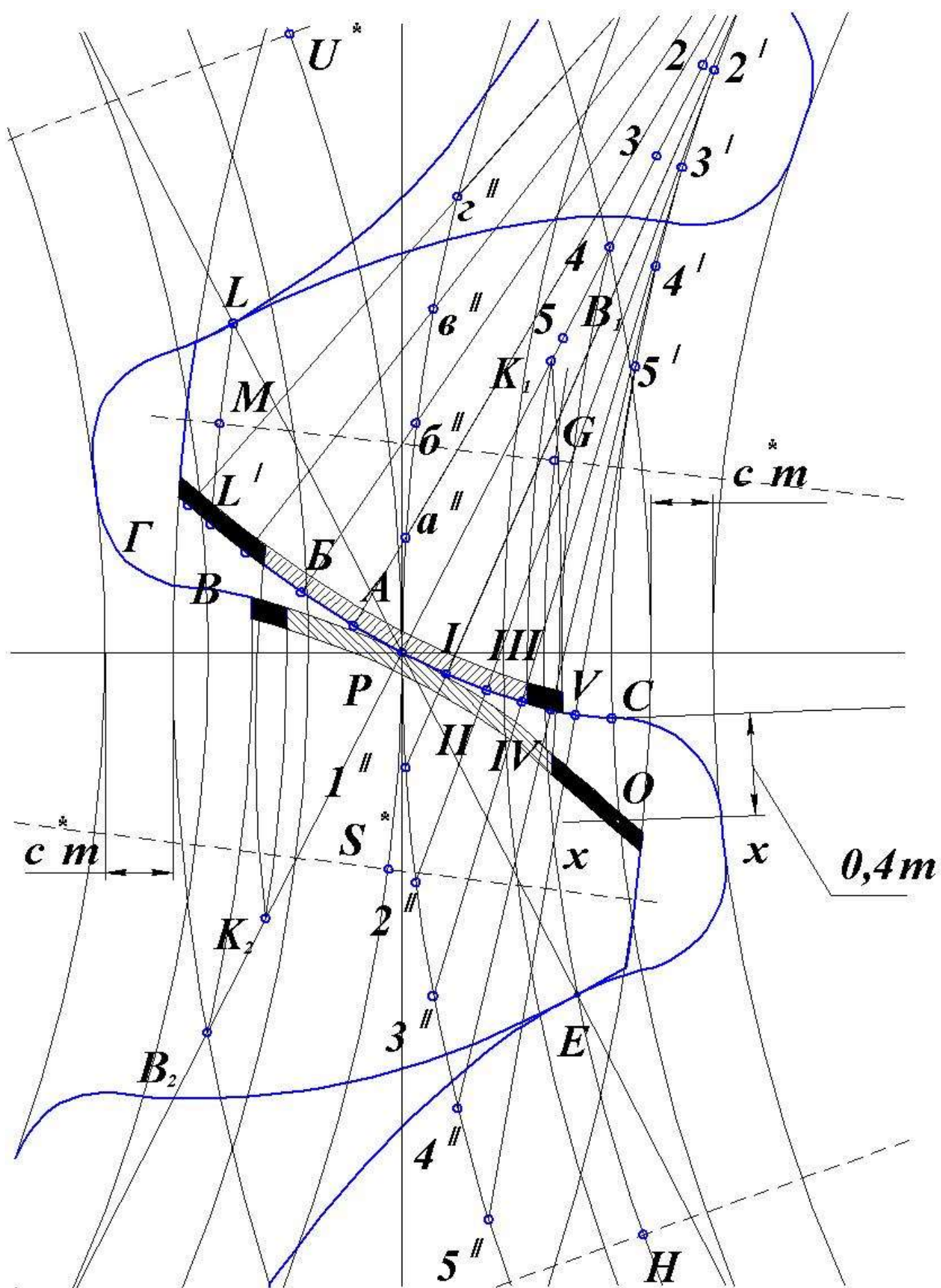


Рис. 12 (увеличенное изображение зубьев в зоне
однопарного и двухпарного зацепления)

6. ФОРМУЛЫ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ РАСЧЕТА ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС И ПЕРЕДАЧИ

1. Радиусы делительных окружностей:

шестерни $r_1 = z_1 m / 2$

колеса $r_2 = z_2 m / 2$.

2. Коэффициент смещения исходного контура определяется по формулам ISO из таблицы № 2:

Таблица № 2

Вариант №	Число зубьев колес	Коэффициент смещения	
		у шестерни x_1	у колеса x_2
I	$Z_1 < 30, (z_1 + z_2) \geq 60$	$0,03(30 - z_1)$	$-x_1$
II	$Z_1 < 30, 30 \leq (z_1 + z_2) < 60$	$0,03(30 - z_1)$	$0,03(30 - z_2)$
III	$(z_1 + z_2) < 30$	$0,9 z_2 / (z_1 + z_2)$	$0,9 - x_1$

3. Смещение исходного контура (смещение):

у шестерни $x_1 m$

у колеса $x_2 m$.

4. Радиус основной окружности:

у шестерни $r_{b1} = r_1 \cos \alpha$

у колеса $r_{b2} = r_2 \cos \alpha$

5. Угол зацепления - из формулы:

$$\text{inv } \alpha_w = (2(x_1 + x_2) \text{tg } \alpha / (z_1 + z_2)) + \text{inv } \alpha$$

Значения $\text{inv } \alpha$ приведены в таблице 5.

6. Радиус начальный окружности:

у шестерни $r_{w1} = r_1 \cos \alpha / \cos \alpha_w$

у колеса $r_{w2} = r_2 \cos \alpha / \cos \alpha_w$

7. Делительное межосевое расстояние:

$$a = (z_1 + z_2) m / 2.$$

8. Межосевое расстояние:

$$a_w = a \cos \alpha / \cos \alpha_w.$$

Примечание: для контроля точности вычислений полученную величину сравнить с суммой $(r_{w1} + r_{w2})$.

9. Коэффициент воспринимаемого смещения: $y = (a_w - a) / m$.

9.а. Воспринимаемое смещение: ym .

10. Коэффициент уравнительного смещения: $\Delta y = x_1 + x_2 - y$.

10.а. Уравнительное смещение : Δym .

11. Высота делительной головки зуба (высота головки):

у шестерни $h_{a1} = (h_a^* + x_1 - \Delta y) m$

у колеса $h_{a2} = (h_a^* + x_2 - \Delta y) m$.

12. Высота делительной ножки зуба (высота ножки):

у шестерни $h_{f1} = (h_a^* + c^* - x_1) m$

у колеса $h_{f2} = (h_a^* + c^* - x_2) m$.

13. Диаметр окружности вершин зубьев:

у шестерни $d_{a1} = d_1 + 2h_{a1}$

у колеса $d_{a2} = d_2 + 2h_{a2}$.

14. Диаметр окружности впадин:

у шестерни $d_{f1} = d_1 - 2h_{f1}$

у колеса $d_{f2} = d_2 - 2h_{f2}$.

15. Окружной делительный шаг зубьев (окружной шаг):

$$P = \pi m.$$

16. Основной окружной шаг зубьев (основной окружной шаг):

$$P_b = P \cos \alpha = \pi m \cos \alpha$$

Примечание : расчет вести с точностью до третьего десятичного знака.

17. Окружная делительная толщина зуба (окружная толщина)

у шестерни $S_1 = \pi m / 2 + 2x_1 m \operatorname{tg} \alpha$

у колеса $S_2 = \pi m / 2 + 2x_2 m \operatorname{tg} \alpha$

18. Окружная толщина зуба на окружности вершин:

у шестерни $S_{a1} = S_1 \cdot r_{a1} / r_1 - 2r_{a1} (\operatorname{inv} \alpha_{a1} - \operatorname{inv} \alpha)$

у колеса $S_{a2} = S_2 \cdot r_{a2} / r_2 - 2r_{a2} (\operatorname{inv} \alpha_{a2} - \operatorname{inv} \alpha)$.

Здесь:

$$r_{a1} = d_{a1} / 2 \quad \alpha_{a1} = \arccos (r_{b1} / r_{a1})$$

$$r_{a2} = d_{a2} / 2 \quad \alpha_{a2} = \arccos (r_{b2} / r_{a2}).$$

19. Длина общей нормали:

у шестерни $w_1 = P_b (z_{n1} - 1) + S_{b1}$

у колеса $w_2 = P_b (z_{n2} - 1) + S_{b2}$.

Здесь:

$$S_{b1} = S_1 \cdot r_{b1} / r_1 + 2r_{b1} \operatorname{inv} \alpha$$

$$S_{b2} = S_2 \cdot r_{b2} / r_2 + 2r_{b2} \operatorname{inv} \alpha .$$

Значение z_{n1} и z_{n2} брать по таблице № 3 в зависимости от z :

Таблица № 3

z	6 - 18	19 - 27	28 - 36
z_n	2	3	4

20. Коэффициент перекрытия:

а) графически $\varepsilon_\gamma = \varepsilon_\alpha = B_1 B_2 / P_b$

б) аналитически

$$\varepsilon_\gamma = \frac{\sqrt{r_{a1}^2 - r_{b1}^2} + \sqrt{r_{a2}^2 - r_{b2}^2} - a_w \sin \alpha_w}{\pi \cdot m \cdot \cos \alpha} .$$

7. ОФОРМЛЕНИЕ ЛИСТА

Все графические построения следует выполнять на листе формата А1, расчеты – в отдельной пояснительной записке формата А4.

На листе следует сделать стандартную рамку и штамп (размер 185 мм х 55 мм) и поместить в правом нижнем углу данного листа (все размеры даны в мм):

В левой верхней четверти листа следует поместить чертеж станочного зацепления шестерни и рейки (профилирование зуба шестерни), ниже – чертеж сборки передачи (рис. 13).

Верхнюю правую четверть листа следует оставить для изображения схемы планетарного механизма, графического и аналитического его решения.

Помимо указанных чертежей, на свободном месте листа необходимо поместить нижеуказанную таблицу № 4 основных параметров колес (для действительного модуля).

Таблица заполняется после выполнения соответствующих расчетов в пояснительной записке.

185

7 10 23 15 10

11*5=55

5

15

5

15

5

15

70 50

КУРСОВОЙ ПРОЕКТ
по Теории механизмов и машин

Профилирование
эвольвентных зубчатых
колес

Изм. Лист № докум. Подп. Дата

Лит. Масса Масштаб

5 5 5 17 18

Лист Листов

20

Группа

Задание №

Расчеты в пояснительной записке следует вести для двух значений модуля: действительного (заданного) и чертежного, по которому определяют размеры изображения рейки и колес на чертеже.

Таблица № 4

Наименование параметра	Обозначение	Числовые величины	
		для шестерни	для колеса
Модуль	m		
Число зубьев	z		
Угол профиля	α		
Смещение исходного профиля	xm		
Диаметр вершин	d_a		
Делительный диаметр	d		
Высота зуба	h		
Длина общей нормали	W		

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин, М.: Альянс, 2011 г., 640с.
2. Фролов К.В., Попов С.А., Мусатов А.К., Тимофеев Г.А. Теория механизмов и машин, М.: МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2009 г., 688 с.
3. Мамаев А.Н., Балабина Т.А. Теория механизмов и машин: учебник для вузов. - М.: Изд-во «Экзамен», 2008.- 254 с.
4. Мамаев А.Н., Балабина Т.А. и др. Профилирование эвольвентных зубчатых колес, Методические указания по курсовому проектированию, МАМИ, 2007г.

ТАБЛИЦА ЗНАЧЕНИЙ ЭВОЛВЕНТНОЙ ФУНКЦИИ inv

		МИНУТЫ											
		0	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55
ГРАДУСЫ	0	0,00000000	0,00000000	0,00000001	0,00000003	0,00000007	0,00000013	0,00000022	0,00000035	0,00000053	0,00000075	0,00000103	0,00000137
	1	0,00000177	0,00000225	0,00000281	0,00000346	0,00000420	0,00000504	0,00000598	0,00000704	0,00000821	0,00000950	0,00001092	0,00001248
	2	0,00001418	0,00001603	0,00001804	0,00002020	0,00002253	0,00002503	0,00002771	0,00003058	0,00003364	0,00003689	0,00004035	0,00004402
	3	0,00004790	0,00005201	0,00005634	0,00006091	0,00006573	0,00007078	0,00007610	0,00008167	0,00008751	0,00009362	0,00010000	0,00010668
	4	0,00011364	0,00012090	0,00012847	0,00013634	0,00014453	0,00015305	0,00016189	0,00017107	0,00018059	0,00019045	0,00020067	0,00021125
	5	0,00022220	0,00023352	0,00024522	0,00025731	0,00026978	0,00028266	0,00029594	0,00030963	0,00032374	0,00033827	0,00035324	0,00036864
	6	0,00038448	0,00040077	0,00041752	0,00043473	0,00045241	0,00047057	0,00048921	0,00050833	0,00052795	0,00054808	0,00056870	0,00058985
	7	0,00061151	0,00063371	0,00065643	0,00067970	0,00070351	0,00072788	0,00075280	0,00077830	0,00080436	0,00083101	0,00085824	0,00088607
	8	0,00091449	0,00094353	0,00097317	0,00100344	0,00103433	0,00106585	0,00109801	0,00113083	0,00116429	0,00119841	0,00123320	0,00126866
	9	0,00130481	0,00134164	0,00137916	0,00141739	0,00145632	0,00149596	0,00153633	0,00157742	0,00161925	0,00166182	0,00170514	0,00174922
	10	0,00179406	0,00183966	0,00188604	0,00193321	0,00198116	0,00202992	0,00207947	0,00212984	0,00218103	0,00223304	0,00228588	0,00233956
	11	0,00239409	0,00244947	0,00250572	0,00256283	0,00262081	0,00267968	0,00273944	0,00280009	0,00286164	0,00292411	0,00298750	0,00305181
	12	0,00311705	0,00318323	0,00325037	0,00331845	0,00338750	0,00345751	0,00352851	0,00360048	0,00367345	0,00374742	0,00382239	0,00389838
	13	0,00397539	0,00405343	0,00413250	0,00421262	0,00429379	0,00437602	0,00445931	0,00454368	0,00462913	0,00471567	0,00480331	0,00489205
	14	0,00498191	0,00507288	0,00516499	0,00525823	0,00535261	0,00544815	0,00554484	0,00564271	0,00574174	0,00584196	0,00594338	0,00604599
	15	0,00614980	0,00625484	0,00636109	0,00646858	0,00657731	0,00668728	0,00679851	0,00691100	0,00702477	0,00713981	0,00725614	0,00737377
	16	0,00749271	0,00761295	0,00773452	0,00785742	0,00798165	0,00810723	0,00823417	0,00836247	0,00849214	0,00862319	0,00875563	0,00888947
	17	0,00902471	0,00916137	0,00929945	0,00943896	0,00957991	0,00972231	0,00986617	0,01001150	0,01015830	0,01030658	0,01045636	0,01060764
	18	0,01076043	0,01091474	0,01107058	0,01122796	0,01138688	0,01154736	0,01170941	0,01187303	0,01203823	0,01220502	0,01237342	0,01254343
	19	0,01271506	0,01288831	0,01306321	0,01323975	0,01341795	0,01359782	0,01377937	0,01396260	0,01414753	0,01433416	0,01452251	0,01471258
	20	0,01490438	0,01509793	0,01529324	0,01549030	0,01568914	0,01588977	0,01609218	0,01629640	0,01650243	0,01671029	0,01691998	0,01713151
	21	0,01734489	0,01756014	0,01777726	0,01799627	0,01821716	0,01843997	0,01866469	0,01889133	0,01911991	0,01935043	0,01958292	0,01981736
	22	0,02005379	0,02029221	0,02053262	0,02077504	0,02101949	0,02126596	0,02151448	0,02176505	0,02201769	0,02227240	0,02252919	0,02278809
	23	0,02304909	0,02331221	0,02357746	0,02384485	0,02411440	0,02438611	0,02466000	0,02493608	0,02521435	0,02549483	0,02577754	0,02606248
	24	0,02634966	0,02663911	0,02693082	0,02722481	0,02752109	0,02781968	0,02812059	0,02842382	0,02872940	0,02903732	0,02934762	0,02966029
	25	0,02997535	0,03029281	0,03061268	0,03093498	0,03125972	0,03158692	0,03191657	0,03224871	0,03258333	0,03292046	0,03326010	0,03360227

26	0,03394698	0,03429425	0,03464408	0,03499650	0,03535151	0,03570912	0,03606936	0,03643223	0,03679774	0,03716592	0,03753677	0,03791031
27	0,03828655	0,03866551	0,03904719	0,03943162	0,03981881	0,04020876	0,04060151	0,04099705	0,04139540	0,04179658	0,04220061	0,04260749
28	0,04301724	0,04342988	0,04384542	0,04426387	0,04468525	0,04510958	0,04553686	0,04596712	0,04640037	0,04683663	0,04727590	0,04771821
29	0,04816357	0,04861199	0,04906350	0,04951810	0,04997582	0,05043666	0,05090065	0,05136780	0,05183812	0,05231163	0,05278836	0,05326831
30	0,05375149	0,05423794	0,05472766	0,05522066	0,05571698	0,05621662	0,05671959	0,05722593	0,05773564	0,05824874	0,05876524	0,05928518
31	0,05980855	0,06033539	0,06086570	0,06139951	0,06193682	0,06247768	0,06302207	0,06357004	0,06412159	0,06467674	0,06523551	0,06579792
32	0,06636399	0,06693374	0,06750718	0,06808433	0,06866521	0,06924985	0,06983825	0,07043045	0,07102645	0,07162628	0,07222996	0,07283751
33	0,07344894	0,07406428	0,07468354	0,07530675	0,07593393	0,07656509	0,07720026	0,07783946	0,07848270	0,07913002	0,07978142	0,08043693
34	0,08109657	0,08176037	0,08242833	0,08310050	0,08377687	0,08445749	0,08514237	0,08583152	0,08652498	0,08722277	0,08792490	0,08863140
35	0,08934230	0,09005761	0,09077736	0,09150157	0,09223026	0,09296346	0,09370118	0,09444346	0,09519032	0,09594178	0,09669786	0,09745859
36	0,09822400	0,09899410	0,09976892	0,10054848	0,10133282	0,10212195	0,10291590	0,10371469	0,10451836	0,10532692	0,10614040	0,10695883
37	0,10778223	0,10861063	0,10944405	0,11028252	0,11112608	0,11197473	0,11282852	0,11368746	0,11455159	0,11542094	0,11629552	0,11717537
38	0,11806051	0,11895098	0,11984680	0,12074800	0,12165460	0,12256665	0,12348415	0,12440716	0,12533569	0,12626977	0,12720943	0,12815471
39	0,12910562	0,13006222	0,13102451	0,13199254	0,13296633	0,13394592	0,13493133	0,13592260	0,13691976	0,13792284	0,13893188	0,13994689
40	0,14096793	0,14199502	0,14302818	0,14406747	0,14511290	0,14616451	0,14722234	0,14828642	0,14935678	0,15043346	0,15151649	0,15260590
41	0,15370174	0,15480404	0,15591283	0,15702815	0,15815003	0,15927851	0,16041362	0,16155542	0,16270391	0,16385916	0,16502119	0,16619005
42	0,16736576	0,16854837	0,16973792	0,17093444	0,17213797	0,17334856	0,17456624	0,17579105	0,17702304	0,17826224	0,17950869	0,18076243
43	0,18202351	0,18329196	0,18456783	0,18585117	0,18714200	0,18844038	0,18974634	0,19105994	0,19238121	0,19371019	0,19504694	0,19639150
44	0,19774390	0,19910421	0,20047245	0,20184868	0,20323294	0,20462528	0,20602575	0,20743438	0,20885124	0,21027637	0,21170981	0,21315162
45	0,21460184	0,21606052	0,21752771	0,21900346	0,22048782	0,22198085	0,22348258	0,22499308	0,22651240	0,22804058	0,22957768	0,23112376
46	0,23267886	0,23424304	0,23581635	0,23739885	0,23899059	0,24059163	0,24220202	0,24382182	0,24545109	0,24708988	0,24873825	0,25039626
47	0,25206396	0,25374142	0,25542869	0,25712583	0,25883291	0,26054998	0,26227711	0,26401435	0,26576177	0,26751943	0,26928739	0,27106572
48	0,27285447	0,27465373	0,27646354	0,27828398	0,28011510	0,28195699	0,28380970	0,28567330	0,28754786	0,28943345	0,29133013	0,29323798
49	0,29515707	0,29708747	0,29902925	0,30098247	0,30294722	0,30492357	0,30691159	0,30891135	0,31092293	0,31294640	0,31498185	0,31702935
50	0,31908897	0,32116079	0,32324490	0,32534136	0,32745027	0,32957170	0,33170573	0,33385245	0,33601194	0,33818427	0,34036955	0,34256784
51	0,34477924	0,34700383	0,34924170	0,35149294	0,35375763	0,35603586	0,35832773	0,36063333	0,36295274	0,36528606	0,36763339	0,36999481
52	0,37237042	0,37476032	0,37716460	0,37958336	0,38201670	0,38446472	0,38692752	0,38940519	0,39189784	0,39440558	0,39692850	0,39946671
53	0,40202032	0,40458943	0,40717415	0,40977458	0,41239084	0,41502304	0,41767129	0,42033569	0,42301637	0,42571344	0,42842701	0,43115720
54	0,43390412	0,43666790	0,43944866	0,44224651	0,44506157	0,44789398	0,45074385	0,45361131	0,45649649	0,45939951	0,46232050	0,46525959
55	0,46821692	0,47119261	0,47418680	0,47719963	0,48023123	0,48328174	0,48635129	0,48944004	0,49254811	0,49567566	0,49882282	0,50198975



Рис. 13

Учебное издание

Балабина Татьяна Александровна

Мамаев Алексей Николаевич

Методические указания по курсовому проектированию по «Теории механизмов и машин», «Основы проектирования», «Основы расчета механизмов», «Механика», «Теоретические основы расчета механизмов», «Основы теории механизмов», «Анализ и синтез механизмов».

«ПРОФИЛИРОВАНИЕ ЭВОЛЬВЕНТНЫХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС».

Под редакцией авторов

Оригинал-макет подготовлен редакционно-издательским отделом

Университет машиностроения

По тематическому плану внутривузовских изданий учебной литературы на 2013 г.

Подписано в печать . Формат 60*90 1/16. Бумага 80г/м2

Гарнитура «Тайме». Ризография. Усл. печ. л. 3,0.

Тираж экз. Заказ № .

Университет машиностроения

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