

Федеральное агентство по образованию
Государственное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
Владимирский государственный университет

Ю. С. Волюшко
В. А. Фирсов
В. Н. Шахнин

СИНТЕЗ ЭВОЛЬВЕНТНОГО ЗУБЧАТОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ

Учебное пособие

«В печать»:

Авторы:

Ю. С. Волюшко

В. А. Фирсов

В. Н. Шахнин

Зав. кафедрой

В. В. Козырев

Редактор

Р. С. Кузина

Начальник РО

Е. П. Викулова

Ответственный секретарь Издательства

Е. А. Амирсейидова

Директор Издательства

Ю. К. Жулев

Владимир 2006

Федеральное агентство по образованию
Государственное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
Владимирский государственный университет

Ю. С. Волюшко
В. А. Фирсов
В. Н. Шахнин

СИНТЕЗ ЭВОЛЬВЕНТНОГО ЗУБЧАТОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ

Учебное пособие

Владимир 2006

УДК 621.825.56

ББК 34.445.58

С38

Авторы:

Ю.С. Волюшко, Е.А. Раскатова,
В. А. Фирсов, В. Н. Шахнин

Рецензенты:

Доктор технических наук,
профессор Владимирского института бизнеса
Р.А. Тихомиров

Кандидат технических наук,
доцент кафедры теоретической и прикладной механики
Владимирского государственного университета
Б.Б. Гоголев

Печатается по решению редакционно-издательского совета
Владимирского государственного университета

Синтез эвольвентного зубчатого зацепления : учеб. пособие /
С38 Ю. С. Волюшко, Е.А. Раскатова, В. А. Фирсов и др. ; Владим. гос.
ун-т. – Владимир : Изд-во Владим. гос. ун-та, 2006. – 52 с.
ISBN 5-89368-766-3

Содержит сведения о методах проектирования эвольвентных зубчатых передач. Изложены правила выбора коэффициентов смещения для зубчатых колес прямозубой передачи, рассмотрены особенности расчета некоторых геометрических и кинематических показателей, определяющих качество зацепления.

Предназначено для студентов заочной формы обучения специальностей 140501 – двигатели внутреннего сгорания, 190601 – автомобили и автомобильное хозяйство, 190603 – сервис транспортных и технологических машин и оборудования (в автомобильном транспорте) автотранспортного факультета и 151001 – технология машиностроения, 150204 – машины и технология литейного производства, 150206 – машины и технология высокоэффективных процессов обработки материалов механико-технологического факультета.

Ил. 11. Табл. 2. Библиогр.: 2 назв.

УДК 621.825.56

ББК 34.445.58

ISBN 5-89368-766-3

© Владимирский государственный
университет, 2006

ВВЕДЕНИЕ

Современные машины и механизмы различной сложности немыслимы без применения зубчатых колес. Зубчатые механизмы получили очень широкое применение как в машиностроении, так и в приборостроении благодаря большой надежности и точности в воспроизведении заданного закона движения. Несомненно, при подготовке квалифицированных инженеров в области машиностроения необходимо уделять большое внимание приобретению навыков проектирования зубчатых передач.

Учебное пособие призвано помочь студентам в короткий срок освоить методику расчета планетарных механизмов и эвольвентного зацепления, а также графические приемы построения зубьев, нарезаемых методом обкатки. Варианты задания на синтез зубчатого механизма приведены в прил. 1.

Задачи кинематического и геометрического проектирования эвольвентной зубчатой передачи:

- определение чисел зубьев колес, обеспечивающих заданное передаточное отношение;
- выбор коэффициентов смещения, обеспечивающих при нарезании зубчатых колес инструментальной рейкой наилучшее качество зацепления при данных конкретных условиях работы зубчатой передачи;
- определение размеров зубчатых колес, элементов зацепления и его качественных показателей;
- вычерчивание схемы передачи и зацепления спроектированных сопряженных колес.

После того как определены числа зубьев, наиболее ответственным этапом проектирования зубчатой передачи является выбор коэффициентов смещения инструментальной рейки, так как от их величины зависит прочность, долговечность и другие показатели работы передачи.

Обычно геометрическое проектирование зубчатой передачи производят параллельно с ее прочностными расчетами. Однако методы расчетов на прочность изучаются в курсе «Детали машин». Поэтому в проекте по теории механизмов и машин выполняют только геометрическое проектирование, а необходимые для этого величины, определяемые расчетом на прочность (модуль и числа зубьев), считаются заданными.

1. ЭЛЕМЕНТЫ И ПАРАМЕТРЫ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС И ПЕРЕДАЧИ ВНЕШНЕГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ

Напомним основные сведения, необходимые для понимания процесса нарезания зубчатого колеса исходной производящей рейкой по методу обката, а также для уяснения характера зацепления пары колес. Исходная производящая рейка (рис. 1) характеризуется углом профиля α ; коэффициентом высоты головки h_a^* ; коэффициентом радиального зазора c^* .

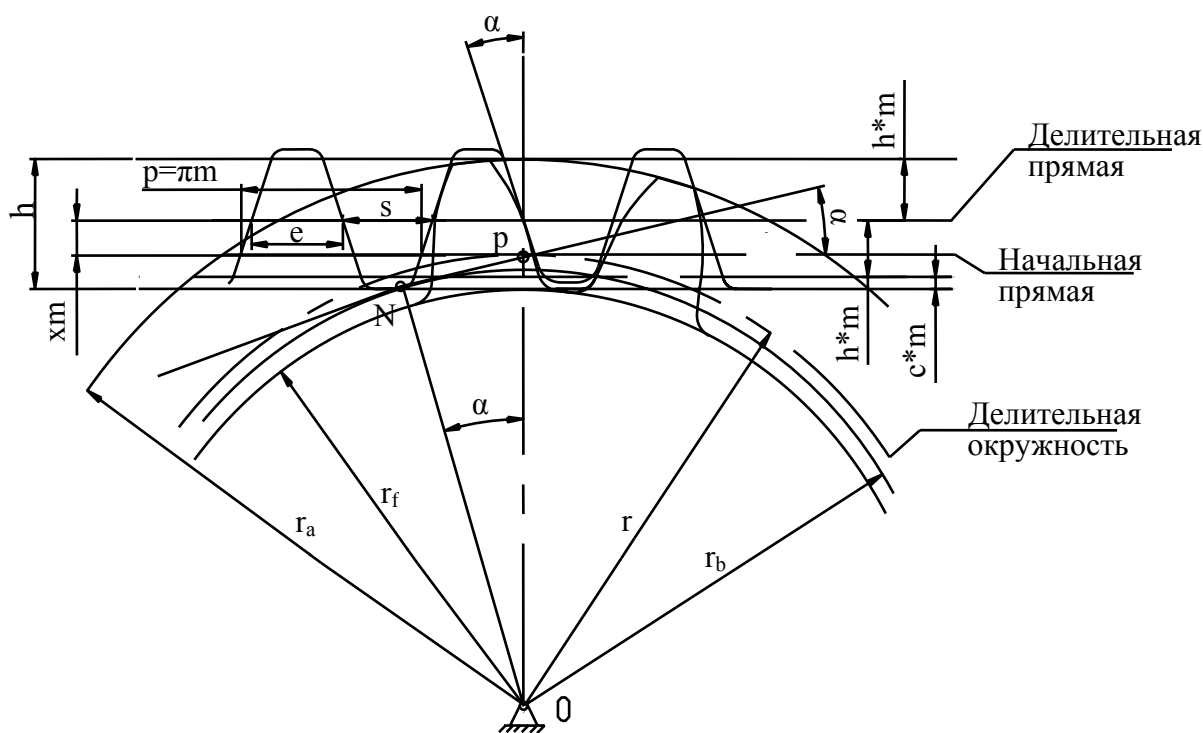


Рис. 1

Делительная прямая рейки – средняя линия, на которой толщина S зуба равна ширине впадины e и составляет половину шага p . Для любой прямой, параллельной делительной, шаг рейки постоянен. Поэтому любая такая прямая рейки может быть начальной прямой (центроидой) в станочном зацеплении – в зацеплении исходной рейки с обрабатываемым колесом.

Начальная прямая исходной рейки обкатывается без скольжения по делительной окружности колеса, и на делительной окружности укладывается целое число шагов, равное числу зубьев Z обрабатываемого колеса. Длина делительной окружности равна pZ , а ее диаметр $d = \frac{p}{\pi} Z = mZ$, где m – модуль зубьев. Модуль – линейная величина – в π раз меньше шага зубьев.

В станочном зацеплении делительная прямая рейки может по-разному располагаться относительно делительной окружности колеса.

Если делительная окружность колеса касается делительной прямой рейки, то нарезается зубчатое колесо без смещения. У такого колеса делительная толщина зуба равна делительной ширине впадины.

Если делительная окружность обрабатываемого колеса не касается делительной прямой исходной рейки, то будет получено колесо со смещением.

Смещение – это расстояние по нормали между делительной поверхностью цилиндрического зубчатого колеса и делительной плоскостью исходной зубчатой рейки. Смещение принимается положительным, если делительная плоскость не пересекает делительной поверхности зубчатого колеса, и отрицательным, если пересекает ее.

Соответственно и зубчатые колеса будут колесами с положительным или отрицательным смещением. У зубчатого колеса с положительным смещением делительная толщина зуба больше ширины впадины, а у колеса с отрицательным смещением – меньше.

Смещение определяется в долях модуля и равно xm , где x – коэффициент смещения – отношение смещения к модулю зубчатого колеса.

В зацеплении двух зубчатых колес (рис. 2) начальные поверхности обкатываются друг по другу без скольжения. Начальные окружности (r_{w1} и r_{w2}), принадлежащие этим поверхностям, – центроиды колес в относительном движении. Индекс 1 относится к меньшему колесу, называемому кратко «шестерня», индекс 2 – к большому колесу, называемому кратко «колесо».

Точка или одна из точек касания начальных поверхностей зубчатых колес передачи – полюс зацепления P , он является мгновенным центром скоростей в относительном движении колес.

Линия зацепления – траектория общей точки контакта зубьев при ее движении относительно неподвижного звена зубчатой передачи. В эвольвентной передаче линия зацепления – прямая, касающаяся обеих основных окружностей зубчатых колес в точках N_1 и N_2 . Основные окружности (r_{b1} и r_{b2}) – это окружности, развертки которых (эвольвенты) образуют торцевые профили зубьев эвольвентных зубчатых колес.

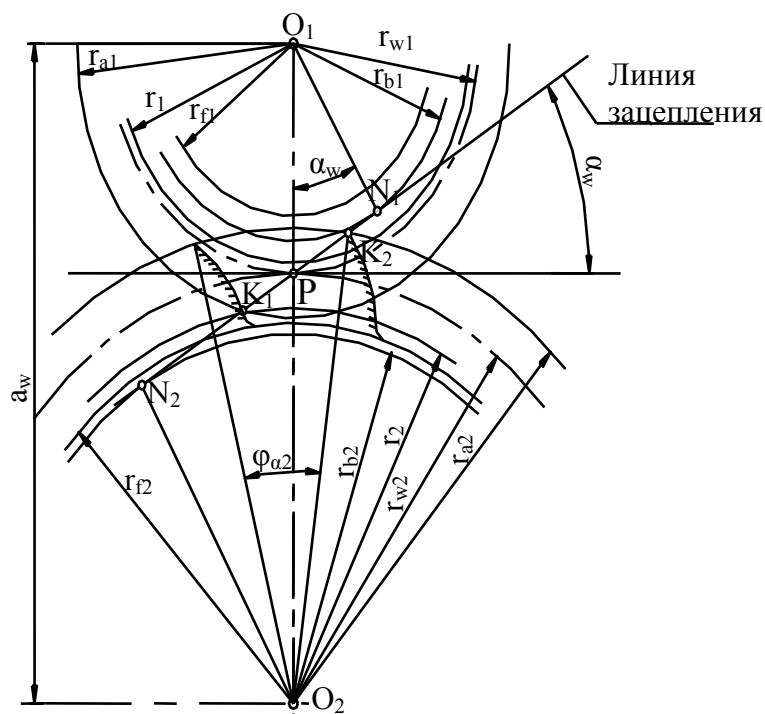


Рис. 2

Активная линия зацепления K_1K_2 – часть линии зацепления зубчатой передачи, соответствующая активным профилям взаимодействующих зубьев. Она ограничена окружностями вершин зубьев (r_{a1} и r_{a2}).

Активный профиль зуба – часть зуба, принадлежащая его активной поверхности, по которой происходит взаимодействие с боковой поверхностью зуба парного зубчатого колеса.

Межосевая линия пересекает оси колес передачи под прямым углом. Расстояние между осями O_1 и O_2 зубчатых колес передачи по межосевой линии – это межосевое расстояние a_w . Различают делительное межосевое расстояние a , равное полусумме делительных диаметров колес при внешнем зацеплении или полуразности их при внутреннем зацеплении. Острый угол между линией зацепления и прямой, перпендикулярной межосевой линии, – это угол зацепления α_w .

Угол торцевого перекрытия ϕ_α – угол поворота зубчатого колеса цилиндрической передачи от положения входа в зацепление торцевого профиля его зуба до выхода из зацепления.

Окружности впадин колес (r_{f1} и r_{f2}) определяет глубина h_d захода зубьев исходной рейки в тело заготовки (см. рис. 1).

Зубчатые передачи делят на передачи без смещения и передачи со смещением.

В передаче без смещения оба колеса изготовлены без смещения исходной производящей рейки. Для нее характерно следующее:

- а) начальные окружности колес совпадают с делительными;
- б) межосевое расстояние равно делительному межосевому расстоянию;
- в) угол зацепления равен углу профиля исходной рейки $\alpha_w = \alpha = 20^\circ$.

В передаче со смещением используется, по крайней мере, одно колесо со смещением. Эти передачи различаются значением коэффициента суммы смещений x_Σ , отношением суммы смещений к модулю зубчатого колеса.

Передача, у которой коэффициент суммы смещений равен нулю ($x_1 = -x_2$), характеризуется тем, что:

- начальные окружности колес совпадают с делительными;
- межосевое расстояние равно делительному межосевому расстоянию;
- угол зацепления $\alpha_w = \alpha = 20^\circ$.

Эти передачи имеют такие же габариты, как и передачи без смещения, но отличаются от них качественными показателями.

Передача, у которой коэффициент суммы смещений больше нуля, характеризуется тем, что:

- начальные окружности колес не совпадают с делительными;
- межосевое расстояние больше делительного межосевого расстояния на величину воспринимаемого смещения;
- угол зацепления $\alpha_w > \alpha$.

В этих передачах достигается значительное улучшение качественных показателей.

Передача, у которой коэффициент суммы смещений меньше нуля, характеризуется тем, что:

- начальные окружности колес не совпадают с делительными, последние пересекаются друг с другом;
- межосевое расстояние меньше делительного межосевого расстояния на величину воспринимаемого смещения;
- угол зацепления $\alpha_w < \alpha$.

Передачи с суммарным коэффициентом смещения меньше нуля применяются сравнительно редко, главным образом в тех случаях, когда требуется обеспечить межосевое расстояние несколько меньше того, которое получается в передаче без смещения, а также для увеличения торцевого перекрытия.

2. ВЫБОР КОЭФФИЦИЕНТОВ СМЕЩЕНИЯ ДЛЯ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС ПРЯМОЗУБОЙ ПЕРЕДАЧИ

Условия работы различных зубчатых передач весьма разнообразны, а поэтому различны и требования, предъявляемые к ним. Так, если зубчатые колеса работают при обильной смазке (например окунание в жидкое масло), то при малой и средней твердости рабочих поверхностей зубьев для них наиболее опасны контактные напряжения, а при большой твердости – поломка зубьев. Если смазка колес не слишком обильная и на зубья могут попасть абразивные частицы, то опасен износ зубьев. Более подробно виды и условия разрушения зубьев колес рассмотрены в курсе деталей машин и в специальной литературе по зубчатым передачам.

Поскольку качественные показатели зацепления зависят от коэффициентов смещения исходной рейки x_1 и x_2 , удовлетворить тем или иным требованиям к зубчатым передачам можно, в частности, за счет соответствующего выбора этих коэффициентов.

Весьма часто к зубчатой передаче предъявляется одно из следующих требований:

- получение наибольшей контактной прочности зубьев, которая обеспечивается при возможно большем угле зацепления передачи, т. е. при наибольшем коэффициенте суммы смещений; другие способы увеличения контактной прочности здесь не рассматриваются;

- получение наибольшей изломной прочности зубьев, которая достигается применением возможно больших смещений рейки, однако при условии равнопрочности зубьев обоих колес передачи (если у одного из колес зубья будут прочнее, чем у другого, то допустимая нагрузка на зубья будет определяться прочностью более слабых зубьев);

- получение наибольшей износостойкости или сопротивляемости заеданию, которые достигаются применением возможно больших смещений рейки с одновременным выравниванием наибольших значений удельных скольжений на ножках зубьев шестерни и колеса ($V_{p1} = V_{p2}$);

- повышение плавности работы передачи, обеспечиваемое увеличением торцевого перекрытия за счет возможно меньших смещений рейки вплоть до отрицательных.

Смещения могут назначаться также на основе некоторых геометрических требований, предъявляемых к зацеплению, например при «вписыва-

вании» зацепления в заданное межосевое расстояние, не кратное половине стандартного значения модуля.

Следует иметь в виду, что невозможно выбрать такие коэффициенты смещения, чтобы все показатели зацепления получили оптимальные значения. Обычно улучшение одного показателя не приводит к желаемому улучшению другого, а иногда и ухудшает его. Поэтому проблема улучшения (коррекции) зацепления посредством назначения соответствующих коэффициентов смещения довольно трудна и противоречива. Она усложняется еще тем, что при неудачном выборе x_1 и x_2 можно получить вообще неработоспособное зацепление ввиду уменьшения коэффициента торцевого перекрытия до величины $\epsilon_\alpha < 1$, либо из-за заклинивания передачи, т. е. упора головки зуба одного из колес в неэвольвентную часть ножки зуба другого колеса.

Выбор наивыгоднейших коэффициентов смещения весьма упрощается при использовании блокирующих контуров зубчатых передач.

Блокирующий контур – это совокупность линий в системе координат x_1, x_2 , ограничивающих зону допустимых значений коэффициентов смещения для передачи с числами зубьев колес z_1 и z_2 .

При выборе коэффициентов смещения по блокирующим контурам (рис. 3) обеспечивается условие правильности зацепления колес, т. е. коэффициент торцевого перекрытия остается больше единицы, отсутствует подрезание и срезание зубьев, не происходит заклинивание передачи, интерференции зубьев, когда часть пространства оказывается одновременно занятой двумя взаимодействующими зубьями.

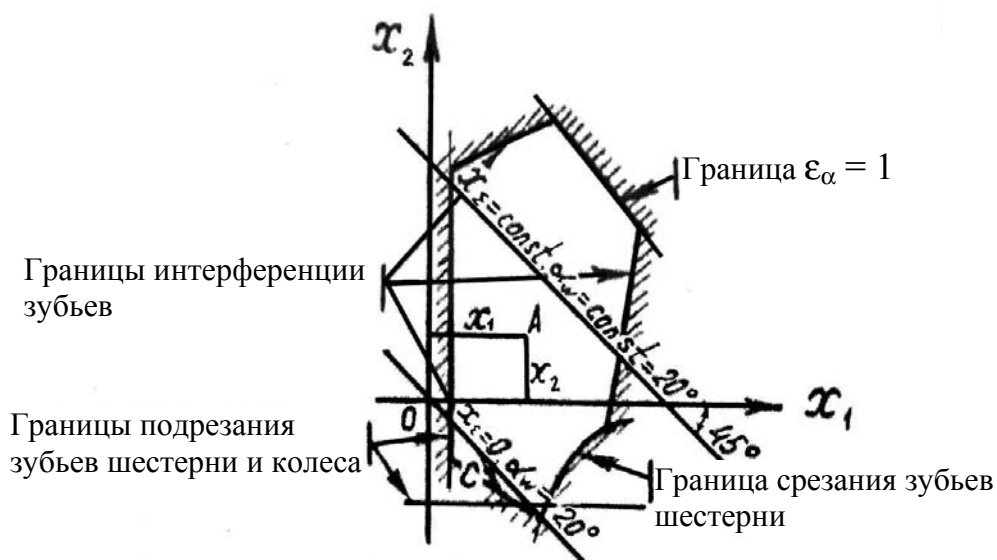


Рис. 3

Каждой точке A , взятой внутри блокирующего контура, соответствует некоторая работоспособная передача, изготовленная со смещениями рейки (x_1 и x_2). Если провести любую прямую линию, образующую с осями координат углы 45° , то уравнением этой прямой будет: $x_1 + x_2 = x_\Sigma = \text{const}$.

При $x_\Sigma = \text{const}$ имеем $\alpha_w = \text{const}$, т. е. точки такой линии определяют все передачи с одинаковым углом зацепления. Если прямая проходит через начало координат, то $x_\Sigma = 0$ и $\alpha_w = 20^\circ$; если выше начала координат, то $x_\Sigma > 0$ и $\alpha_w > 20^\circ$, если ниже, то $x_\Sigma < 0$ и $\alpha_w < 20^\circ$. Внутри блокирующего контура могут быть нанесены линии, характеризующие качество зацепления. Так, на контурах, данных в прил. 2, показаны:

- линия коэффициента торцевого перекрытия $\epsilon_\alpha = 1,2$, ограничивающая для большинства силовых передач зону выбора коэффициентов смещений, так как передачи с $\epsilon_\alpha < 1,2$ использовать не рекомендуется;

- линия одинаковых удельных скольжений $\nu_{p1} = \nu_{p2}$ в нижних точках активных профилей зубьев шестерни и колеса;

- линии, характеризующие равно прочность зубьев шестерни и колеса при ведущей шестерне (линия $a-a$) и при ведущем колесе (линия $b-b$).

При отсутствии нужного блокирующего контура можно использовать ближайший с меньшими числами зубьев.

Коэффициенты смещения с помощью блокирующих контуров выбираются следующим образом:

1. *Получение наибольшей контактной прочности зубчатой передачи (НК)*. Проводим в зоне положительных значений коэффициентов x_1 и x_2 касательную к линии $\epsilon_\alpha = 1,2$ под углом 45° к осям координат. Координаты точки касания определяют наивыгоднейшие коэффициенты смещения при данном требовании, так как получаем максимально возможное значение x_Σ .

2. *Получение наибольшей прочности передачи по излому зубьев (НИ)*. Находим верхнюю точку пересечения линии $\epsilon_\alpha = 1,2$ блокирующего контура с линией $a-a$, если ведущей является шестерня, и с линией $b-b$, если ведущим является колесо. Координаты точки пересечения определяют наивыгоднейшие коэффициенты смещения при данном требовании, так как получаем максимально возможное значение x_Σ при равенстве прочности зубьев обоих колес.

3. *Получение наибольшей износостойкости или сопротивляемости заеданию зубьев (НЗ)*. Наивыгоднейшие коэффициенты смещения опреде-

ляются верхней точкой пересечения линии $v_{p1} = v_{p2}$ с линией $\varepsilon_\alpha = 1,2$ блокирующего контура.

4. *Получение наибольшего коэффициента торцевого перекрытия (НР).* Коэффициенты смещения определяются точкой, выбираемой в нижнем левом углу блокирующего контура, например в точке C (см. рис. 3). Часто требуется улучшить зацепление в том или ином отношении без изменения межосевого расстояния и угла зацепления передачи. Такая задача решается применением передачи, у которой коэффициент суммы смещений $x_\Sigma = 0$.

5. *Повышение контактной прочности передачи (РК).* У передачи с коэффициентом $x_\Sigma = 0$ угол зацепления равен 20° , поэтому коэффициент повышения контактной прочности $\varphi_k = \frac{\operatorname{tg}\alpha_w}{\operatorname{tg}\alpha} = 1$, однако при этом все же можно увеличить контактную прочность передачи и притом весьма значительно (на 30 – 50 %). Не рассматривая вопрос подробно, укажем, что этот эффект может быть достигнут тогда, когда полюс зацепления попадает в зону дупарного зацепления. Для выбора коэффициента смещения нужно провести через начало координат блокирующего контура прямую под углом 45° к осям координат, соответствующую значению $x_\Sigma = 0$. Затем взять на этой прямой какую-либо точку, лежащую правее линии $\delta-\delta$. Координаты точки и будут искомыми коэффициентами смещения, необходимыми для получения передачи с полюсом зацепления, который помещен в зону дупарного зацепления.

6. *Повышение износостойкости передачи (РЗ).* В этом случае коэффициенты смещения определяются точкой пересечения линии $x_\Sigma = 0$ с линией одинаковых удельных скольжений $v_{p1} = v_{p2}$ в нижних точках активных профилей зубьев.

7. *Повышение изгибной прочности передачи (РИ).* Коэффициенты смещения определяются точкой пересечения линии $x_\Sigma = 0$ с линией $a-a$, если ведущей является шестерня, и с линией $b-b$, если ведущим является колесо.

3. РАСЧЕТ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ЭВОЛЬВЕНТНОЙ ПЕРЕДАЧИ ВНЕШНЕГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ

Рассмотрим методику расчета на примере зубчатой передачи наибольшей прочности по излому зубьев (НИ), $Z_1 = 17$, $Z_2 = 22$, модуль $m = 10$ мм. Ведущее колесо 2.

Параметры исходной производящей рейки (по ГОСТ 13755-68): угол профиля $\alpha = 20^\circ$; коэффициент высоты головки $h_a^* = 1$; коэффициент радиального зазора $c^* = 0,25$.

В соответствии с прочностными требованиями по блокирующему контуру для чисел зубьев 17, 22 (прил. 1) определяем коэффициенты смещения как координаты точки пересечения линии $\epsilon_\alpha = 1,2$ с линией б-б (ведущим является колесо), $x_1 = 0,42$, $x_2 = 0,74$.

Последующие расчеты являются общими и для передач с другими прочностными и качественными характеристиками.

Все расчеты геометрических параметров необходимо выполнять тщательно, при проверках добиваться совпадения результатов с точностью до двух десятичных знаков.

1. Коэффициент суммы смещения:

$$x_\Sigma = x_1 + x_2 = 0,42 + 0,74 = 1,16.$$

x_1 и x_2 – величины алгебраические.

2. Угол зацепления:

$$\text{inv } \alpha_w = \frac{2x_\Sigma \text{tg} \alpha}{Z_1 + Z_2} + \text{inv } \alpha = \frac{2 \cdot 1,16 \cdot 0,3640}{17 + 22} + 0,01490 = 0,03655.$$

По эвольвентной функции (прил. 3) определяем

$$\alpha_w = 26,45^\circ.$$

Расчет величины $\text{inv } \alpha_w$ необходимо делать с точностью до шестого десятичного знака и округлять до пятого знака. Угол зацепления определяется с точностью до одной минуты.

3. Межосевое расстояние:

$$a_w = \frac{(Z_1 + Z_2)m \cos \alpha}{2 \cos \alpha_w} = \frac{(17 + 22)10}{2} = \frac{\cos 20^\circ}{\cos 26,45^\circ} = 204,95 \text{ мм.}$$

Значение косинусов и их отношение определяют с точностью до четырех десятичных знаков, a_w и последующие линейные величины вычисляют в миллиметрах с точностью до второго десятичного знака.

4. Делительное межосевое расстояние:

$$a = \frac{(Z_1 + Z_2)m}{2} = \frac{(17 + 22)10}{2} = 195 \text{ мм.}$$

5. Делительные радиусы:

$$r_1 = \frac{Z_1 m}{2} = \frac{17 \cdot 10}{2} = 85 \text{ мм и } r_2 = \frac{22 \cdot 10}{2} = 110 \text{ мм.}$$

6. Основные радиусы:

$$r_{b1} = r_1 \cos \alpha = 85 \cdot 0,9397 = 79,87 \text{ мм};$$

$$r_{b2} = r_2 \cos \alpha = 110 \cdot 0,9397 = 103,37 \text{ мм}.$$

7. Передаточное число:

$$u = \frac{Z_1}{Z_2} = \frac{22}{17} = 1,29.$$

8. Начальные радиусы:

$$r_{w1} = \frac{a_w}{u+1} = \frac{204,95}{1,29+1} = 89,50 \text{ мм};$$

$$r_{w2} = \frac{a_w u}{u+1} = \frac{204,95 \cdot 1,29}{1,29+1} = 115,45 \text{ мм}.$$

Проверяем: $a_w = r_{w1} + r_{w2} = 89,50 + 115,45 = 204,95 \text{ мм}.$

9. Коэффициент воспринимаемого смещения – отношение воспринимаемого смещения к модулю:

$$y = \frac{a_w - a}{m} = \frac{204,95 - 195}{10} = 0,995.$$

Значение y подсчитывают с точностью до трех знаков.

Проверяем: $a_w = a + ym = 195 + 0,995 \cdot 10 = 204,95 \text{ мм}.$

10. Коэффициент уравнительного смещения:

$$\Delta y = x_\Sigma - y = 1,16 - 0,995 = 0,165.$$

11. Радиусы вершин зубьев:

$$r_{a1} = r_1 + (h_a^* + x_1 - \Delta y)m = 85 + (1 + 0,42 - 0,165)10 = 97,55 \text{ мм};$$

$$r_{a2} = r_2 + (h_a^* + x_2 - \Delta y)m = 110 + (1 + 0,74 - 0,165)10 = 125,75 \text{ мм}.$$

12. Радиусы впадин:

$$r_{f1} = r_1 - (h_a^* + c^* - x_1)m = 85 - (1 + 0,25 - 0,42)10 = 76,70 \text{ мм};$$

$$r_{f2} = r_2 - (h_a^* + c^* - x_2)m = 110 - (1 + 0,25 - 0,74)10 = 104,90 \text{ мм}.$$

13. Высоты зубьев:

$$h_1 = r_{a1} - r_{f1} = 97,55 - 76,70 = 20,85 \text{ мм};$$

$$h_2 = r_{a2} - r_{f2} = 125,75 - 104,90 = 20,85 \text{ мм}.$$

Проверяем: $h_1 = h_2 = 20,85 \text{ мм}.$

14. Толщина зубьев:

$$S_1 = \left(\frac{\pi}{2} + 2x_1 \operatorname{tg} \alpha \right) m = \left(\frac{3,1415}{2} + 2 \cdot 0,42 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ \right) 10 = 18,77 \text{ мм};$$

$$S_2 = \left(\frac{\pi}{2} + 2x_2 \operatorname{tg} \alpha \right) m = \left(\frac{3,1415}{2} + 2 \cdot 0,74 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ \right) 10 = 21,09 \text{ мм}.$$

15. Шаг зубьев: $p = \pi m = 3,1415 \cdot 10 = 31,42$ мм.

16. Шаг зацепления:

$$p_w = p_b = \pi m \cos \alpha = 3,1415 \cdot 10 \cdot 0,9390 = 29,50 \text{ мм.}$$

4. РАСЧЕТ НЕКОТОРЫХ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ И КИНЕМАТИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ, ОПРЕДЕЛЯЮЩИХ КАЧЕСТВО ЗАЦЕПЛЕНИЯ

Нагрузочная способность и долговечность зубчатой передачи зависят от материала и технологии изготовления зубчатых колес, а также показателей, определяющих качество зацепления.

К числу основных качественных показателей относятся следующие:

Коэффициент повышения контактной прочности показывает приблизительно (теоретически), во сколько раз контактная прочность передачи, имеющей угол зацепления α_w , выше по сравнению с передачей, у которой $\alpha_w = 20^\circ$, при прочих равных параметрах (модулях, числах зубьев колес и др.). Смысл этого показателя становится яснее, если вспомнить, что с увеличением угла зацепления возрастают радиусы кривизны рабочих поверхностей зубьев, а следовательно, и допустимая нагрузка на зубья.

$$\text{Для нашего примера: } \varphi_k = \frac{\operatorname{tg} \alpha_w}{\operatorname{tg} \alpha} = \frac{0,5012}{0,3640} = 1,38 .$$

Коэффициент торцевого перекрытия ε_α – это отношение угла торцевого перекрытия φ_α зубчатого колеса цилиндрической передачи к его угловому шагу $\tau = 360/z$. Этот коэффициент характеризует плавность работы зацепления. С уменьшением ε_α (особенно до величины, меньшей 1,2) возрастают колебания угловых скоростей зубчатых колес, а следовательно, и дополнительные динамические нагрузки. Поэтому коэффициент торцевого перекрытия косвенно влияет на нагрузочную способность передачи. Уменьшение его до $\varepsilon_\alpha < 1,2$ нежелательно, хотя передача будет работать при предельном значении $\varepsilon_\alpha = 1$. Коэффициент торцевого перекрытия может быть определен по формуле

$$\varepsilon_\alpha = \frac{z_1 \operatorname{tg} \alpha_{a1} + z_2 \operatorname{tg} \alpha_{a2} - (z_1 + z_2) \operatorname{tg} \alpha_w}{2\pi} . \quad (1)$$

Значения углов α_{a1} и α_{a2} определяются соответственно тригонометрическими функциями:

$$\alpha_{a1} = \arccos\left(\frac{r_{B1}}{r_{a1}}\right) \quad \alpha_{a2} = \arccos\left(\frac{r_{B2}}{r_{a2}}\right). \quad (2)$$

Если предварительно вычислить разности $A_1 = \operatorname{tg} \alpha_1 - \operatorname{tg} \alpha_w$, $A_2 = \operatorname{tg} \alpha_2 - \operatorname{tg} \alpha_w$, то формулу (1) можно записать так

$$\varepsilon_\alpha = \frac{A_1 z_1 + A_2 z_2}{2\pi}.$$

Аналогично сокращаются записи формул вычисления наибольших удельных скольжений.

Для рассматриваемого примера

$$A_1 = 0,7015 - 0,5012 = 0,2003,$$

$$A_2 = 0,6924 - 0,5012 = 0,1912,$$

$$\varepsilon_\alpha = \frac{A_1 z_1 + A_2 z_2}{2\pi} = 1,21.$$

Если значение ε_α значительно отличается от величины, принятой при выборе x_1 и x_2 по блокирующему контуру (более чем на 0,01), то допущена ошибка в расчётах или при определении коэффициентов смещений; её необходимо устранить.

Удельное скольжение в контактной точке профиля зуба – это отношение скорости скольжения зубьев к скорости перемещения контактной точки по профилю зуба данного зубчатого колеса. От его значения зависит износостойкость зубьев и стойкость их против заедания рабочих поверхностей зубьев, которые возрастают по мере уменьшения удельного скольжения. Удельное скольжение переменено вдоль профиля зуба и достигает максимума в одной из крайних точек активного профиля зуба. В полюсе зацепления оно равно нулю.

Наибольших значений удельные скольжения достигают обычно на ножках зубьев (в нижних точках активных профилей).

Для рассматриваемой передачи они равны:

$$- \text{ у шестерни: } v_{P1} = \frac{-A_2(u+1)}{\operatorname{tg} \alpha_w - uA_2} = -2,76;$$

$$- \text{ у колеса: } v_{P2} = \frac{-A_1(u+1)}{u \operatorname{tg} \alpha_w - A_1} = -1,28.$$

Наибольшее значение удельных скольжений на головках зубьев (в верхних точках активных профилей):

$$- \text{ у шестерни: } v_{h1} = \frac{A_1(u+1)}{u \operatorname{tg} \alpha_{a1}} = 0,51;$$

$$- \text{ у колеса: } \varphi_{h_2} = \frac{A_2(u+1)}{\operatorname{tg}\alpha_{a_2}} = 0,63.$$

Коэффициент формы зуба Y характеризует соотношение высоты зуба и его толщины у основания. От величины Y зависит прочность зуба на излом. Чем больше Y , тем большую нагрузку может выдержать зуб. Формулы для вычисления коэффициента формы зуба довольно сложны и поэтому здесь не приводятся (см. курс «Детали машин»).

5. ВЫЧЕРЧИВАНИЕ ВНЕШНЕГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ ПРЯМОЗУБЫХ СОПРЯЖЕННЫХ КОЛЕС И КОНТРОЛЬ ПОСТРОЕНИЯ

При вычерчивании зацепления по предварительно рассчитанным размерам следует контролировать правильность построения согласно данным ниже рекомендациям. Если они не соблюдаются, необходимо сначала проверить правильность построения линий по размерам, и лишь убедившись, что в нем ошибок нет, следует проверить расчет. Зацепление вычерчивается с максимальной тщательностью твердым карандашом (Т или 2Т). Выбирают масштаб построения с условием, что высота зубьев на чертеже получилась в пределах 40 – 60 мм. В нашем примере достаточно увеличить высоту зуба h_3 в два раза, т. е. принять масштаб М 2:1 (рис. 4, а).

Рекомендуется при модуле колес $m = 2$ мм увеличить размеры в 10 раз, при модуле $m = 4$ мм – в 5 раз и т. д., т. е. принять модуль на чертеже $m = 20$ мм. Далее выполнять построение в следующем порядке.

1. Провести прямую линию (вдоль листа или по диагонали) и отметить на ней центры O_1 и O_2 на расстоянии α_w один от другого.

2. Провести начальные окружности, они касаются друг друга в полюсе зацепления P , а затем все остальные окружности колес. У нулевых или равносмещенных передач ($x_1 + x_2 = 0$) делительные окружности совпадают с начальными. В остальных случаях расстояние между делительными окружностями по межосевой линии O_1 и O_2 равно воспринимаемому смещению um , что необходимо проверить с учетом масштаба построения. Проверить также радиальные зазоры в зацеплении, т. е. расстояния между окружностью вершин одного колеса и окружностью впадин другого. Величина зазора $C = 0,25 m$ с учетом масштаба.

3. Провести линию зацепления как касательную к обеим основным окружностям. Если окружности проведены достаточно точно, линия зацепления пройдет через полюс зацепления. Опустить на линию перпендикуляры O_1N_1 и O_2N_2 . Желательно провести также вторую линию зацепления, по которой перемещается точка контакта профилей при изменении направления вращения ведущего колеса. Убедившись в том, что все окружности определены и проведены правильно, перейти к построению эвольвентных профилей зубьев (рис. 4, б).

4. Сначала строятся эвольвенты обоих колес, касающиеся друг друга в полюсе зацепления. Проще всего это сделать следующим образом.

На первом колесе отложить на основной окружности несколько отрезков (хорд) длиной 20 – 25 мм в обе стороны от точки N_1 . Из полученных точек 1, 2, 3, ..., 1', 2'... провести в направлении полюса P лучи касательно к основной окружности (перпендикулярно к соответствующим радиусам). Из точки N_1 раствором циркуля, равным N_1P , провести небольшую дугу в пределах между соседними лучами. Затем наращивать эту дугу в обе стороны, переходя последовательно к центрам 1, 2..., затем к центрам 1', 2'... и изменяя каждый раз раствор циркуля. В результате получим практически дугу эвольвенты \mathcal{E}_1 , образованную дугами окружностей переменного радиуса. Ее можно обвести с помощью лекала, подобрав на нем подходящий участок.

5. От точки пересечения эвольвенты \mathcal{E}_1 с делительной окружностью отложить дуговую толщину S_1 зуба. Для этого дважды отложить хорду, равную половине дуговой толщины, в результате чего дуга S_1 окажется разделенной пополам. Через середину дуги и центр O_1 провести ось симметрии зуба. Построить вторую эвольвенту профиля зуба как линию, симметричную первой эвольвенте относительно оси зуба.

6. От точки пересечения оси симметрии начерченного зуба с делительной окружностью отложить в обе стороны величину шага по делительной окружности, применяя при этом построение, аналогичное предыдущему. Через полученные точки провести оси симметрии еще двух зубьев. Правильность построения можно проверить по угловому шагу:

$$\tau_1 = \frac{360^\circ}{z_1} \text{ или } \tau_2 = \frac{360^\circ}{z_2} .$$

Начертить зубья, используя симметрию для построения точек профилей.

7. Изобразить на всех профилях переходную кривую, соединяющую эвольвентную часть профиля зуба с окружностью впадин. При нарезании зубьев методом огибания (обкатки) переходная кривая получается автоматически и не является дугой окружности. Но в целях упрощения можно изобразить ее как дугу окружности радиусом около $0,3 m$. При этом, если $r_b - r_f > 0,3 m$, то часть профиля от основной окружности до окружности впадин можно очертить по радиусу колеса, а затем сделать скругление.

8. В описанном порядке построить эвольвенту \mathcal{E}_2 , а затем три зуба второго колеса. При правильном построении сопряженные профили или их продолжения должны касаться друг друга на обеих линиях зацепления.

9. Построить активные профили зубьев, т. е. участки профилей фактически участвующие в зацеплении. Верхние точки h_1 и h_2 активных профилей находятся на вершинах зубьев. Нижние точки p_1 и p_2 вступают в контакт с верхними точками сопряженных зубьев, когда они приходят в положения K_1 или K_2 . Следовательно, точку p_1 находим, засекая профиль зуба колеса 1 дугой радиуса O_1K_2 , а точку p_2 – засекая профиль зуба колеса 2 дугой радиуса O_2K_1 .

10. Построить угол торцового перекрытия одного из колес. Для этого, используя шаблон зуба этого колеса, изобразить профиль зуба в положениях, когда он проходит через концевые точки K_1 и K_2 активной линии зацепления. Радиусы, проведенные в верхнюю точку профиля в этих положениях, определяют угол φ_α поворота колеса от момента входа зуба в зацепление до момента выхода его из зацепления. Это и есть угол торцового перекрытия.

11. Построить на активной линии зацепления участки, в пределах которых в зацеплении находятся одновременно две пары зубьев (участки двухпарного зацепления или двухпарного контакта). Для этого нужно отложить отрезки K_1a и K_2b , равные шагу зацепления p_w в масштабе, получим участки двухпарного зацепления K_1b и K_2a .

12. Показать на чертеже углы α_{a1} , α_{a2} , φ_{a1} или φ_{a2} , угловые шаги τ_1 , τ_2 .

Замечание. С целью уменьшения линий на основной части чертежа можно строить эвольвенты указанным способом вне основной части, для чего необходимо продлить основные окружности до краев листа. Затем с помощью шаблона можно перенести построенные эвольвенты в любое место на колесе, например так, чтобы они прошли через полюс p .

13. Составить таблицу основных параметров зубчатых колес и зацепления по образцу табл. 1, 2.

Таблица 1

Параметры зубчатых колес						Параметры инструмента			
m , мм	Z_1	Z_2	x_1	x_2	d_{a1}^* , мм	d_{a2} , мм	h_a^*	C^*	α°
10	17	22	0,42	0,74	195,10	251,50	1	0,25	20
10	17	22	0	0	190,00	240,00	1	0,25	20

Таблица 2

Параметры передачи					Качественные показатели					
x_Σ	α_w°	a_w , мм	y	Δy	ϵ_α	ν_{P1}	ν_{P2}	ν_{h1}	ν_{h2}	ϕ_k
1,16	26°37'	20,495	0,995	0,165	1,21	2,76	1,28	0,51	0,48	1,38
0	20°	195	0	0	1,80	6,92	9,20	0,90	0,86	1

* d_{a1} и d_{a2} – диаметры заготовок колес; $d_{a1} = 2r_{a1}$, $d_{a2} = 2r_{a2}$.

6. СРАВНИТЕЛЬНАЯ ОЦЕНКА СПРОЕКТИРОВАННОЙ ПЕРЕДАЧИ С ПЕРЕДАЧЕЙ БЕЗ СМЕЩЕНИЯ

Спроектированную передачу следует сравнить по геометрическим и качественным показателям с передачей без смещения. Для последней выполним следующие необходимые расчеты.

1. Определить радиусы вершин зубьев. В передаче без смещения коэффициенты смещения и уравнительного смещения равны нулю, поэтому

$$r_{a1} = r_1 + h_a^* m = 85 + 1 \cdot 10 = 95 \text{ мм};$$

$$r_{a2} = r_2 + h_a^* m = 110 + 1 \cdot 10 = 120 \text{ мм}.$$

2. Определить коэффициент торцевого перекрытия передачи без смещения, используя формулы (2) и (1) (в передаче без смещения $\alpha_w = \alpha = 20^\circ$).

$$\cos \alpha_{a1} = \frac{r_{e1}}{r_{a1}} = \frac{79,87}{95} = 0,8040, \alpha_{a1} = 36^\circ 30',$$

$$\operatorname{tg} \alpha_{a1} = 0,7400;$$

$$\cos \alpha_{a2} = \frac{r_{e2}}{r_{a2}} = \frac{103,37}{120} = 0,8614, \alpha_{a2} = 30^\circ 29',$$

$$\operatorname{tg} \alpha_{a2} = 0,5886;$$

$$\begin{aligned}\varepsilon_{\alpha} &= \frac{z_1 \operatorname{tg} \alpha_{a1} + z_2 \operatorname{tg} \alpha_{a2} - (z_1 + z_2) \operatorname{tg} \alpha_w}{2\pi} = \\ &= \frac{17 \cdot 0,7400 + 22 \cdot 0,5886 - (17 + 22)0,3640}{2 \cdot 3,1415} = 1,80.\end{aligned}$$

3. Определить наибольшие значения удельных скольжений на ножках зубьев шестерни и колеса:

$$\begin{aligned}V_{p1} &= \frac{(\operatorname{tg} \alpha_{a2} - \operatorname{tg} \alpha_w)(u + 1)}{\operatorname{tg} \alpha_w - u(\operatorname{tg} \alpha_{a2} - \operatorname{tg} \alpha_w)} = \\ &= -\frac{(0,5886 - 0,3640)(1,29 + 1)}{0,3640 - 1,29(0,5886 - 0,3640)} = -6,92; \\ V_{p2} &= \frac{(\operatorname{tg} \alpha_{a1} - \operatorname{tg} \alpha_w)(u + 1)}{u \operatorname{tg} \alpha_w - (\operatorname{tg} \alpha_{a1} - \operatorname{tg} \alpha_w)} = \\ &= -\frac{(0,7400 - 0,3640)(1,29 + 1)}{0,3640 \cdot 1,29 - (0,7400 - 0,3640)} = -9,20.\end{aligned}$$

Наибольшие удельные скольжения на головках зубьев шестерни и колеса:

$$\begin{aligned}V_{h1} &= \frac{(\operatorname{tg} \alpha_{a1} - \operatorname{tg} \alpha_w)(u + 1)}{u \operatorname{tg} \alpha_{a1}} = \\ &= \frac{(0,7400 - 0,3640)(1,29 + 1)}{1,29 \cdot 0,7400} = 0,90; \\ V_{h2} &= \frac{(\operatorname{tg} \alpha_{a2} - \operatorname{tg} \alpha_w)(u + 1)}{u \operatorname{tg} \alpha_{a2}} = \\ &= \frac{(0,5886 - 0,3640)(1,29 + 1)}{1,29 \cdot 0,5886} = 0,68\end{aligned}$$

4. Составить таблицу основных параметров спроектированной передачи и передачи без смещения по примеру табл. 1, 2.

5. Сделать в пояснительной записке заключение о достигнутом за счет смещения улучшении спроектированной передачи.

В рассмотренном примере спроектированная передача удовлетворяет заданному требованию наибольшей прочности по излому зубьев, так как использовано колесо с наибольшим для заданного условия смещением и обеспечено равенство прочностей зубьев обоих колес.

Повышена износостойкость передачи, так как скольжения снижены по сравнению с передачей без смещения (значительно уменьшились значе-

ния v_{p1} и v_{p2}). Улучшена контактная прочность передачи ($\varphi_k = 1,38$). Но спроектированная передача уступает передаче без смещения по плавности работы, так как ее коэффициент торцевого перекрытия ($\epsilon_\alpha = 1,21$) меньше, чем у передачи без смещения ($\epsilon_\alpha = 1,80$). Передача со смещением имеет большие габариты, межосевое расстояние ее увеличилось на 9,95 мм по сравнению с передачей без смещения.

7. ПЛАНЕТАРНЫЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Дадим предварительно необходимые определения.

Сателлит – зубчатое колесо с подвижной геометрической осью вращения.

Водило – звено, на котором располагаются оси вращения сателлитов (или опоры этих осей).

Планетарный зубчатый механизм – механизм, в состав которого входят колеса с неподвижными геометрическими осями, водило и сателлит, имеющий степень подвижности, равную 1.

На практике наиболее распространены следующие четыре варианта (схемы) планетарных механизмов, используемых в качестве механических передач:

а) с однорядным зацеплением (рис. 5);

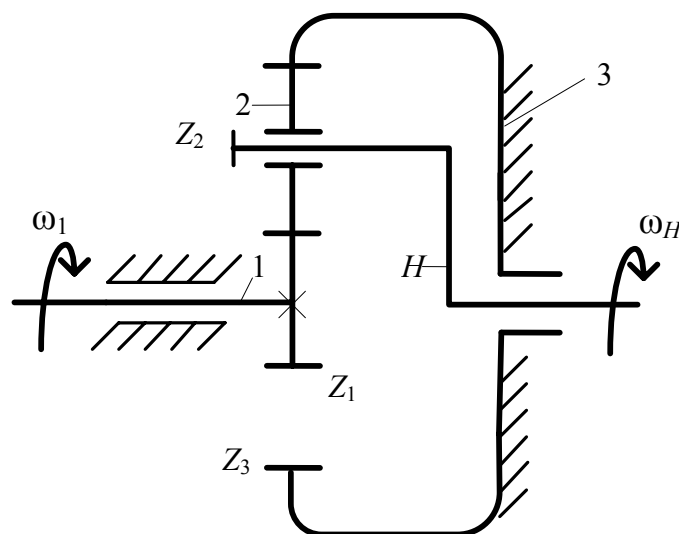


Рис. 5

б) двухступенчатый с одним внешним и одним внутренним зацеплениями (рис. 6);

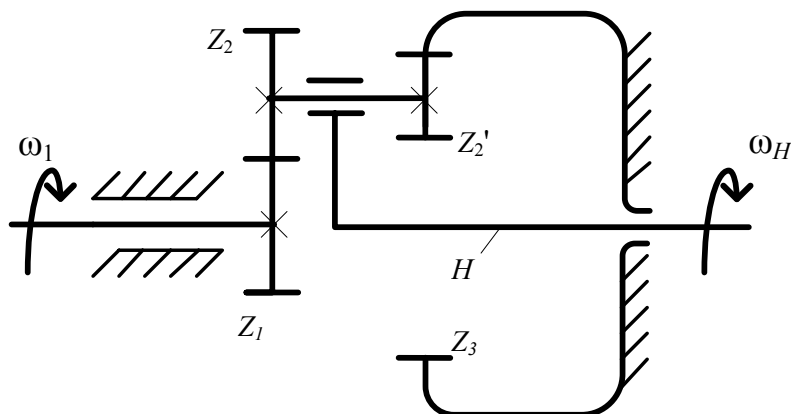


Рис. 6

в) двухступенчатый с двумя внешними зацеплениями (рис. 7)

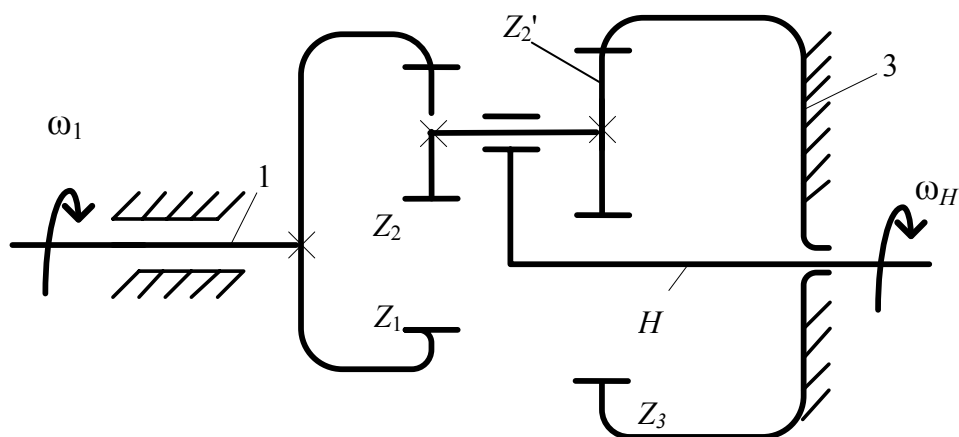


Рис. 7

г) двухступенчатый с двумя внутренними зацеплениями (рис. 8);

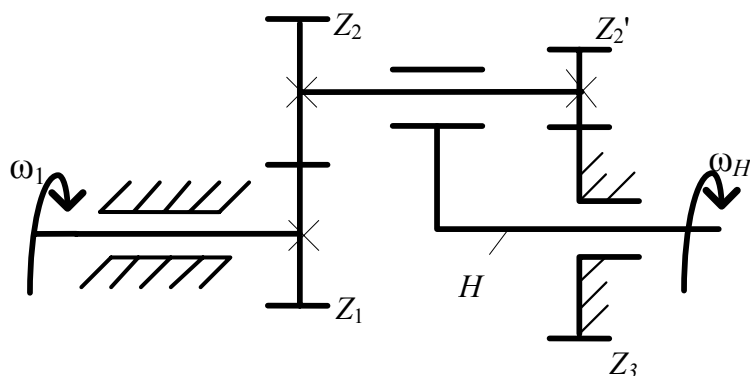


Рис. 8

На рис. 5 – 8 обозначены: 1 – подвижное центральное колесо; 2 – сателлит; 3 – неподвижное (опорное) центральное колесо; H – водило.

Входным звеном может быть либо центральное колесо, либо водило.

$$u_{13}^{(H)} = \frac{\omega_1^{(H)}}{\omega_3^{(H)}} = \frac{\omega_1^H}{\omega_2^H} \frac{\omega_2^H}{\omega_3^H} = u_{12}^H u_{23}^H,$$

т. е. произведению передаточных отношений обеих пар зубчатых зацеплений. Выразим U_{13}^H через угловые скорости звеньев планетарного механизма

$$u_{13}^{(H)} = \frac{\omega_1^{(H)}}{\omega_3^{(H)}} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{-\omega_H} = -\frac{\omega_1}{\omega_H} + 1 = -U_{1H} - 1,$$

откуда $\frac{\omega_1}{\omega_H} = i_{1H} = 1 - u_{13}^H$.

Это формула передаточного отношения планетарного механизма (формула Виллиса), показывающая, что передаточное отношение от центрального колеса к водилу равно единице минус передаточное отношение от того же центрального колеса к другому центральному колесу.

Если нужно знать передаточное отношение от водила к центральному колесу, то пользуемся известным соотношением: $U_{H1} = 1/U_{1H}$.

Выясним, как определяется передаточное отношение обращенного механизма, если известны числа зубьев колес Z_1, Z_2, Z_3 и Z_4 . Для зубчатой пары Z_1/Z_2

$$u_{12}^H = \frac{\omega_1^H}{\omega_2^H} = -\frac{r_{w2}}{r_{w1}} = -\frac{P_w Z_2 \cdot 2\pi}{2\pi \cdot P_w Z_1} = -\frac{Z_2}{Z_1},$$

где P_w – шаг зацепления по начальной окружности, r_{w1}, r_{w2} – радиусы начальных окружностей колес 1 и 2.

Аналогично

$$U_{23}^H = -\frac{Z_4}{Z_3}.$$

Знак «минус» берут в случае, когда угловые скорости имеют противоположные направления, т. е. при внешнем зацеплении; если направления угловых скоростей одинаковы (внутреннее зацепление), то передаточное отношение берут со знаком «плюс».

Таким образом, получаем:

– для механизма по схеме рис. 7

$$u_{13}^H = u_{12}^H u_{23}^H = +\frac{Z_2 Z_4}{Z_1 Z_3}; \quad u_{1H} = 1 - \frac{Z_2 Z_4}{Z_1 Z_3};$$

– для механизма по схеме рис. 8

$$u_{13}^H = +\frac{Z_2 Z_4}{Z_1 Z_3}; u_{1H} = 1 - \frac{Z_2 Z_4}{Z_1 Z_3};$$

– для механизма по схеме рис. 6

$$u_{13}^H = -\frac{Z_2 Z_4}{Z_1 Z_3}; u_{1H} = 1 + \frac{Z_2 Z_4}{Z_1 Z_3};$$

– для механизма по схеме рис. 5

$$u_{13}^H = -\frac{Z_3}{Z_1}; u_{1H} = 1 + \frac{Z_3}{Z_1}.$$

Замечание. При рядном расположении зубчатых колес величина передаточного отношения между любыми двумя колесами не зависит от числа промежуточных колес между ними и от чисел зубьев промежуточных колес. От наличия промежуточных колес может зависеть только знак передаточного отношения.

Наибольшие передаточные числа u_{1H} (до десятков тысяч) можно получить с помощью механизмов, выполненных по схемам рис. 7, 8, но при этом КПД этих механизмов будет весьма мал. Механизмы по схемам рис. 5, 6 имеют меньшие кинематические возможности u (до нескольких десятков), но КПД у них достаточно высок. Поэтому их используют особенно широко в качестве силовых передач.

Дополнительные условия синтеза планетарных передач

Синтез планетарной передачи состоит в определении числа сателлитов и числа зубьев колес для выбранной точки. При этом необходимо удовлетворять следующим условиям.

1. *Условие соседства.* Оно устанавливает возможность размещения нескольких сателлитов в одной плоскости (сателлиты не должны задевать друг друга вершинами зубьев).

Обозначим число сателлитов через K , изобразим на рис. 10 два рядом расположенных сателлита. Согласно рисунку условие соседства выражается следующим неравенством: $2r_a < 2\alpha_w \sin\left(\frac{\pi}{K}\right)$.

Общее число неизвестных при решении поставленной задачи равно: Z_1, Z_2, Z_3, K, q , а для их определения имеем три уравнения (4), (5), (6) и одно неравенство (3). Поэтому задача не решается однозначно. Возможные варианты механизма, удовлетворяющие всем перечисленным условиям, будут различаться габаритами, КПД и другими качествами. Для выбора оптимального варианта приходится учитывать еще ряд дополнительных условий синтеза. Наилучший результат можно получить при использовании расчетов ЭВМ. В особенности это относится к планетарным механизмам, выполненным по схемам рис. 6 – 8, для которых рассмотренные условия выражаются более сложными соотношениями.

В качестве примера рассмотрим подбор чисел зубьев колес для механизма с однорядным зацеплением. Пусть требуется получить передаточное отношение $i_{1H} = 5$. Примем число сателлитов $K = 3$ и $Z_1 = 18$. Из равенства (6)

$$Z_3 = (i_{1H} - 1)Z_1 = (5 - 1) 18 = 72.$$

Проверяем условие (4) – $q = \frac{Z_1 + Z_3}{K} = \frac{18 + 72}{3} = 30$ – целое число.

Из равенства (5)

$$Z_2 = \frac{Z_3 - Z_1}{2} = \frac{72 - 18}{2} = 27.$$

Проверяем условие (3)

$$Z_2 + 2 < (Z_1 + Z_2) \sin \frac{\pi}{K}; \quad 27 + 2 < (18 + 27) \sin 120^\circ, \quad 29 < 35.$$

Полученный вариант механизма удовлетворяет всем условиям, но он не является оптимальным.

Замечание. При наличии в планетарном механизме колес с внутренним зацеплением (схемы рис. 5, 6, 8) нужно дополнительно учитывать возможность интерференции профилей головок зубьев. Возможные сочетания чисел зубьев нулевых колес при внутреннем зацеплении приведены в учебной и справочной литературе. В рассмотренном случае при $Z_2 = 27$ должны иметь $Z_3 > 34$, что соблюдено.

ВОПРОСЫ ДЛЯ САМОПОДГОТОВКИ

1. Понятие сопряженных поверхностей.
2. Понятие зубчатого зацепления. Основное требование к зубчатому зацеплению.
3. Аксиоды и центроиды.
4. Полус зубчатого зацепления и его свойства.
5. Следствие из основной теоремы зацепления.
6. Основное уравнение зацепления.
7. Эвольвента и ее свойства.
8. Понятие основной и начальной окружностей.
9. Параметры, характеризующие эвольвентное зубчатое зацепление.
10. Метод обкатки для получения эвольвентного профиля зуба.
11. Понятия модуля и угла зацепления.
12. Смещение и его влияние на профиль зуба.
13. Блокирующий контур.
14. Планетарные механизмы.
15. Метод определения передаточного отношения планетарного механизма.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение 1

Задание на синтез зубчатого механизма

1. Проверить число зубьев колес планетарной передачи по условиям соседства и соосности.

2. По заданному передаточному отношению зубчатого механизма определить число зубьев колеса Z_2 или шестеренок Z_1 .

3. Согласно дополнительным условиям синтеза зубчатых колес Z_1 и Z_2 определить с помощью блокирующего контура коэффициенты смещения x_1 и x_2 для этих колес и выполнить геометрический расчет зацепления.

4. Вычертить в масштабе кинематическую схему зубчатого механизма в двух проекциях, а также зацепления колес Z_1 и Z_2 .

Исходные данные выписывают согласно шифру задания (например 0547), в котором цифры указывают:

- две первые (05) – схему зубчатого механизма;
- 3-я (4) – вариант исходных данных (передаточное отношение, число зубьев и сателлитов);
- 4-я (7) – вариант дополнительных условий синтеза зубчатого зацепления.

Дополнительные условия синтеза зубчатых колес Z_1 и Z_2 даны в следующей таблице.

Вариант	Коэффициент суммы смещения x_Σ	Коэффициент смещения для колеса x_2	Коэффициент перекрытия ϵ_α	Прочностные требования		
				Прочность зубьев на изгиб	Контактная прочность зубьев	Износостойкость зубьев
0			1,2		Максимальная ($\max x_\Sigma$)	
1			1,2	Максимальная ($Y_1=Y_2$)		
2			1,2			Повышенная ($v_{p1}=v_{p2}$)
3		0	Не менее 1,2		Повышенная ($\max x_1$)	
4	1,0			Равнопрочная ($Y_1=Y_2$)		
5	0					Повышенная ($v_{p1}=v_{p2}$)
6		0	Не менее 1,3		Повышенная ($\max x_1$)	
7	0,6			Равнопрочная ($Y_1=Y_2$)		
8	1,0					Повышенная ($v_{p1}=v_{p2}$)
9	0			Равнопрочная ($Y_1=Y_2$)		

Вариант	i_{1H}	Z_1	Z_2	Z_3	Z_4	Z_5	K
0	-10	16	-	18	27	72	2
1	-8.5	-	31	18	18	54	3
2	-7	20	-	50	25	100	6
3	-8.2	-	34	22	44	110	2
4	-13	-	50	24	30	84	4
5	-9.5	15	-	21	18	57	3
6	-7	15	-	24	26	76	4
7	-11.5	-	34	17	31	79	3
8	-5	18	-	32	24	80	4
9	-5.2	-	42	55	20	95	6

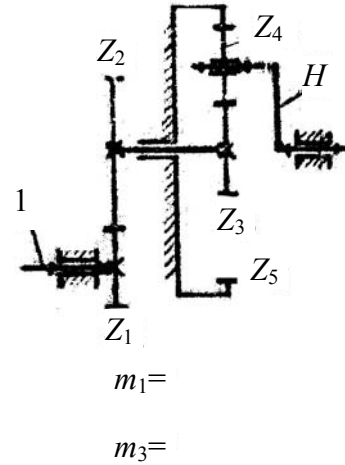


Рис. П1

Вариант	i_{1H}	Z_1	Z_2	Z_3	Z_4	Z_5	Z_6	K
0	-24	14	-	16	48	30	94	2
1	-16	-	26	15	55	50	120	3
2	-10	15	-	24	40	36	100	4
3	-6	-	21	42	30	18	90	6
4	-10.5	-	28	22	33	21	16	2
5	-7	18	-	18	28	29	75	3
6	-9	20	-	28	43	25	96	4
7	-5.2	-	35	48	40	38	126	6
8	-7.2	22	-	24	40	41	105	3
9	-16	-	48	32	54	36	132	4

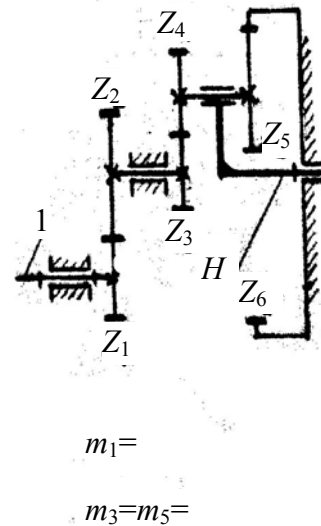


Рис. П2

Вариант	i_{1H}	Z_1	Z_2	Z_3	Z_4	Z_5	Z_6	K
0	-12	15	-	42	40	40	42	2
1	-17	-	32	45	48	90	87	3
2	-11.5	25	-	50	54	80	76	4
3	6.7	-	30	24	21	27	30	3
4	4.1	19	-	30	24	102	108	6
5	11	-	45	27	24	42	45	3
6	-6	15	-	20	26	38	32	2
7	-19	-	46	32	36	72	68	4
8	-6.5	16	-	24	30	54	48	6
9	10	-	30	48	44	60	64	4

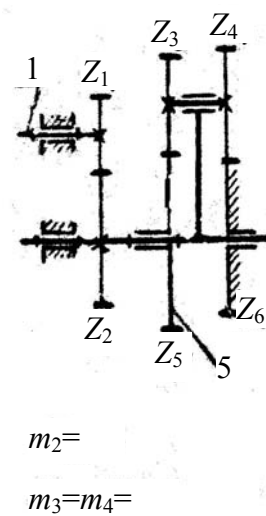
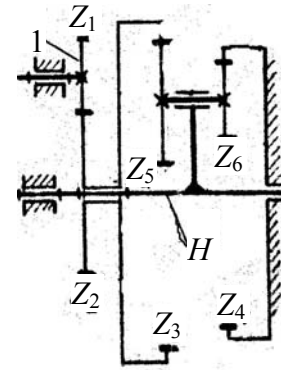


Рис. П3

Вариант	i_{1H}	Z_1	Z_2	Z_3	Z_4	Z_5	Z_6	K
0	-0.13	15	-	130	122	40	32	2
1	0.185	-	40	120	104	38	22	4
2	-0.17	-	36	105	126	24	45	3
3	-0.115	25	-	114	120	25	31	6
4	0.1	16	-	100	94	32	26	2
5	-0.14	-	30	93	87	25	19	3
6	-0.135	23	-	100	112	28	40	4
7	-0.09	-	25	81	84	18	21	3
8	-0.28	-	42	92	88	24	20	4
9	-0.21	25	-	108	120	18	30	6

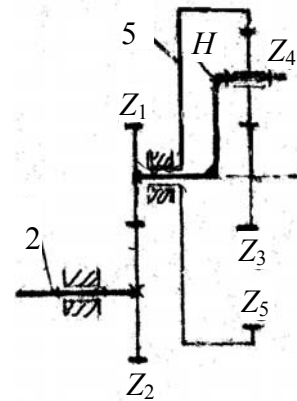


$$m_2 =$$

$$m_5 = m_6 =$$

Рис. П4

Вариант	i_{25}	Z_1	Z_2	Z_3	Z_4	Z_5	K
0	-0.38	-	31	18	24	56	4
1	-0.39	16	-	56	16	88	2
2	-0.125	-	42	15	15	45	3
3	-0.33	17	-	19	31	81	4
4	-0.43	25	-	25	20	65	2
5	-0.41	-	38	27	33	93	4
6	-0.39	18	-	32	16	64	3
7	-0.21	-	46	39	15	69	6
8	-0.55	-	28	30	21	72	3
9	-0.31	25	-	72	21	114	6

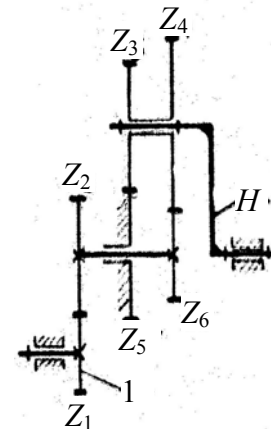


$$m_2 =$$

$$m_5 =$$

Рис. П5

Вариант	i_{1H}	Z_1	Z_2	Z_3	Z_4	Z_5	Z_6	K
0	6	17	-	45	75	60	30	3
1	5.6	-	23	34	82	90	42	6
2	11	18	-	20	64	68	24	2
3	45	-	34	20	100	96	16	4
4	9.5	-	26	26	62	57	21	3
5	25	14	-	23	75	80	28	4
6	11.5	20	-	38	80	60	18	3
7	4.8	-	21	18	42	48	24	6
8	22	18	-	35	95	80	20	4
9	30	-	28	21	81	84	18	2

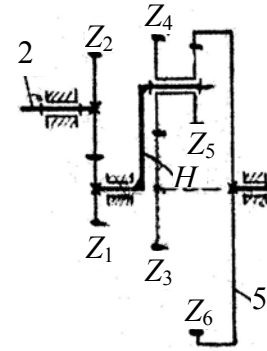


$$m_1 =$$

$$m_5 = m_6 =$$

Рис. П6

Вариант	i_{25}	Z_1	Z_2	Z_3	Z_4	Z_5	Z_6	K
0	-0.39	16	-	30	22	20	72	6
1	-0.28	-	31	44	24	32	100	4
2	-0.4	-	24	50	19	19	88	2
3	-0.26	15	-	60	18	15	93	3
4	-0.26	-	49	44	38	34	116	4
5	-0.27	-	37	70	16	20	106	2
6	-0.51	17	-	36	21	24	81	3
7	-0.53	-	26	68	32	28	128	4
8	-0.29	19	-	36	20	16	72	6
9	-0.42	-	35	42	21	21	84	3

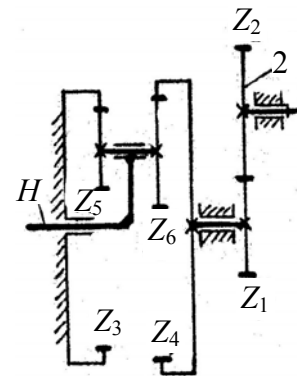


$$m_1 =$$

$$m_3 = m_6 =$$

Рис. П7

Вариант	i_{H2}	Z_1	Z_2	Z_3	Z_4	Z_5	Z_6	K
0	6.3	20	-	75	84	17	26	3
1	7.3	-	31	84	90	16	22	6
2	2.7	15	-	62	78	18	34	2
3	5.5	-	34	63	72	19	28	3
4	6.5	18	-	80	76	16	20	4
5	-11.5	-	32	126	114	32	24	6
6	4.5	17	-	82	90	20	28	2
7	-8.3	-	42	84	72	30	18	4
8	-5	22	-	102	108	28	22	3
9	-6.8	-	27	100	92	27	19	4

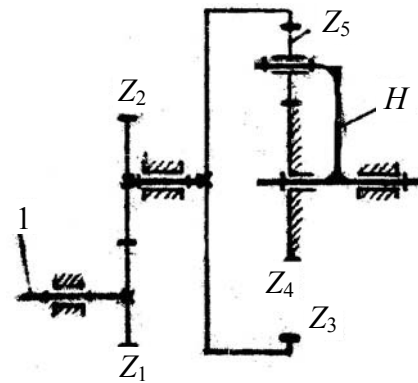


$$m_2 =$$

$$m_3 = m_4 =$$

Рис. П8

Вариант	i_{1H}	Z_1	Z_2	Z_3	Z_4	Z_5	K
0	-3	25	-	69	33	18	6
1	-2.5	-	42	90	26	32	4
2	-2	25	-	105	21	42	2
3	-2.3	-	31	50	16	17	3
4	-2.4	20	-	80	20	30	4
5	-5.3	-	46	108	78	15	6
6	-2.1	16	-	56	18	19	2
7	-1.7	-	28	49	17	16	3
8	-4.5	14	-	60	30	15	3
9	-3.3	-	31	80	48	16	4

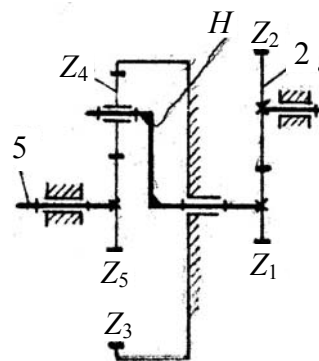


$$m_1 =$$

$$m_4 =$$

Рис. П9

Вариант	i_{25}	Z_1	Z_2	Z_3	Z_4	Z_5	K
0	-0.125	17	-	100	37	26	3
1	-0.16	-	31	72	24	24	4
2	-0.15	16	-	84	24	36	4
3	-0.18	-	34	81	18	45	6
4	-0.075	15	-	90	33	24	3
5	-0.175	-	42	80	20	40	6
6	-0.109	18	-	112	40	32	4
7	-0.18	-	20	57	20	17	2
8	-0.22	-	34	126	30	66	2
9	-0.045	17	-	96	39	18	3

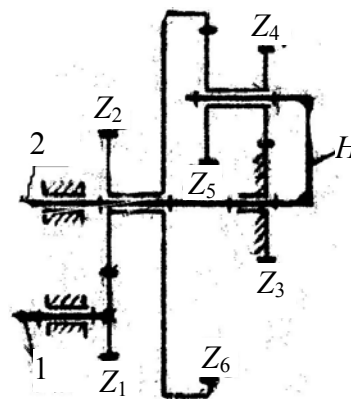


$$m_2 =$$

$$m_3 =$$

Рис. П10

Вариант	i_{1H}	Z_1	Z_2	Z_3	Z_4	Z_5	Z_6	K
0	-6	-	46	39	17	40	96	3
1	-4	17	-	44	14	26	84	4
2	-2.75	22	-	32	23	25	80	4
3	-2.2	-	42	42	24	24	90	6
4	-2.4	20	-	27	21	33	81	3
5	-2.5	-	38	20	20	20	60	4
6	-2.3	16	-	36	16	30	82	2
7	-4.5	-	42	54	19	29	102	6
8	-2.4	18	-	30	15	25	10	2
9	-3	-	31	33	16	26	75	3

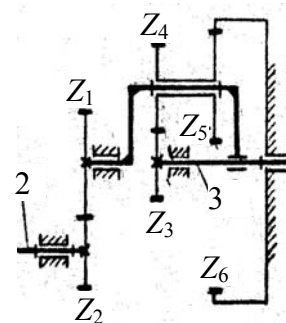


$$m_1 =$$

$$m_4 = m_5 =$$

Рис. П11

Вариант	i_{32}	Z_1	Z_2	Z_3	Z_4	Z_5	Z_6	K
0	-16	15	-	20	37	15	72	4
1	-9.5	-	30	30	22	14	66	6
2	-50	-	37	18	55	14	87	3
3	-20	16	-	32	56	16	104	4
4	-16	-	40	20	28	14	62	2
5	-14.5	22	-	36	59	17	112	4
6	-10	-	50	48	41	25	114	6
7	-28	17	-	21	54	15	90	3
8	-22	-	50	18	29	16	63	3
9	-24	17	-	20	66	18	104	2

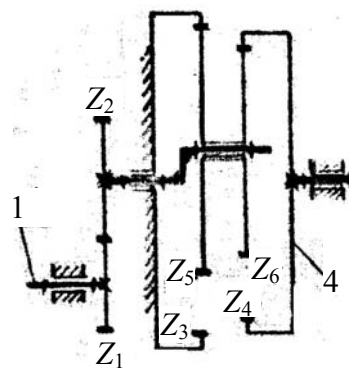


$$m_2 =$$

$$m_4 = m_6 =$$

Рис. П12

Вариант	i_{14}	Z_1	Z_2	Z_3	Z_4	Z_5	Z_6	K
0	-32	16	-	45	39	36	30	1
1	-130	-	19	50	52	40	42	1
2	-95	20	-	60	50	56	46	1
3	-70	-	33	56	50	45	41	1
4	-45	24	-	70	64	60	54	1
5	-130	-	48	64	70	55	61	1
6	-55	18	-	52	48	40	36	1
7	-40	-	23	70	80	55	65	1
8	-140	25	-	68	64	59	55	1
9	-15	-	24	50	62	33	45	1

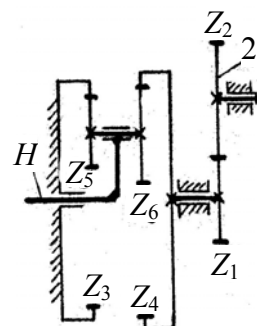


$$m_1 =$$

$$m_5 = m_6 =$$

Рис. П13

Вариант	i_{H1}	Z_1	Z_2	Z_3	Z_4	Z_5	Z_6	K
0	0.185	17	-	16	38	20	42	2
1	0.28	-	36	21	32	17	28	3
2	0.155	20	-	18	40	16	38	2
3	0.12	-	40	18	45	22	49	3
4	0.28	15	-	20	36	23	39	2
5	0.165	-	37	15	33	19	37	3
6	0.3	-	30	22	34	18	30	2
7	0.175	17	-	18	39	24	45	3
8	0.13	14	-	24	42	16	34	2
9	0.185	-	48	27	42	17	32	3

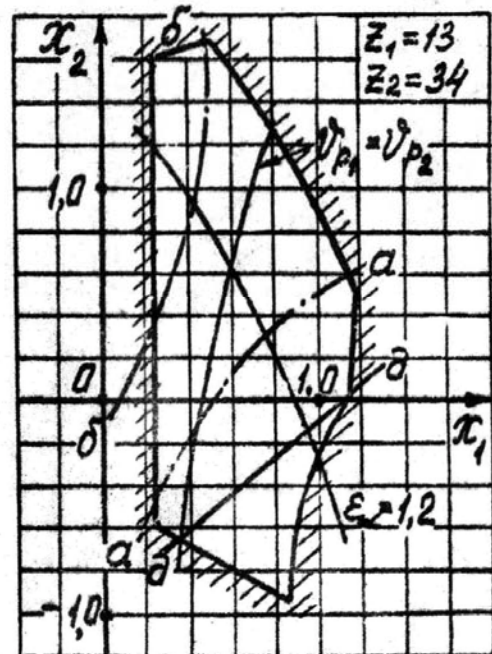
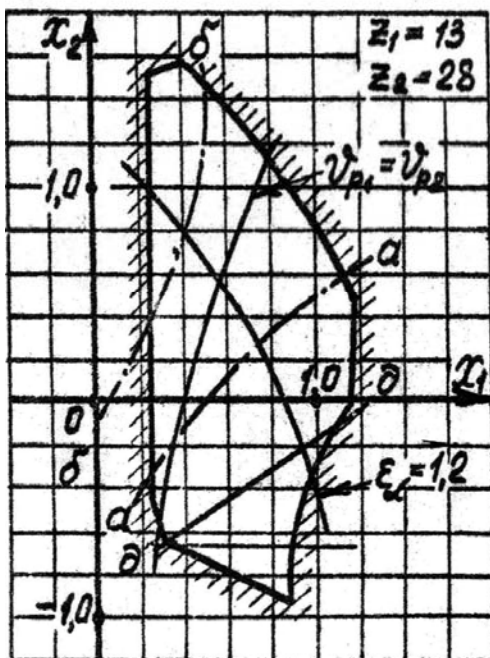
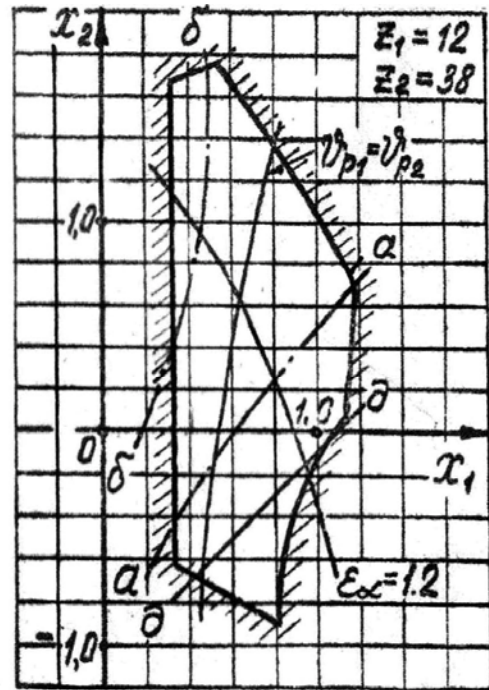
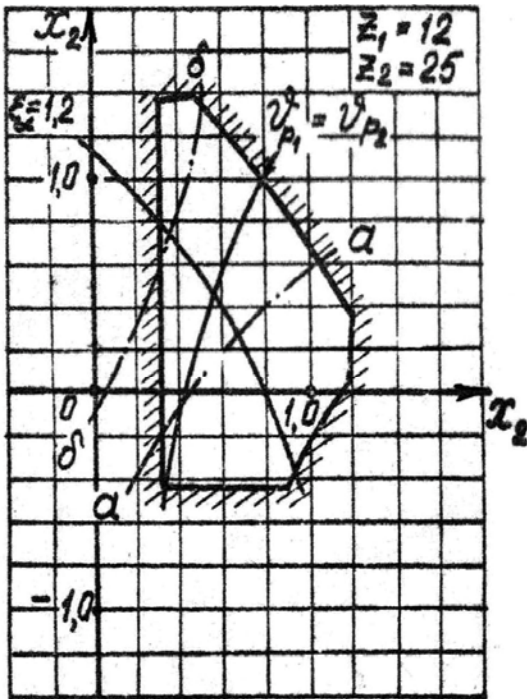


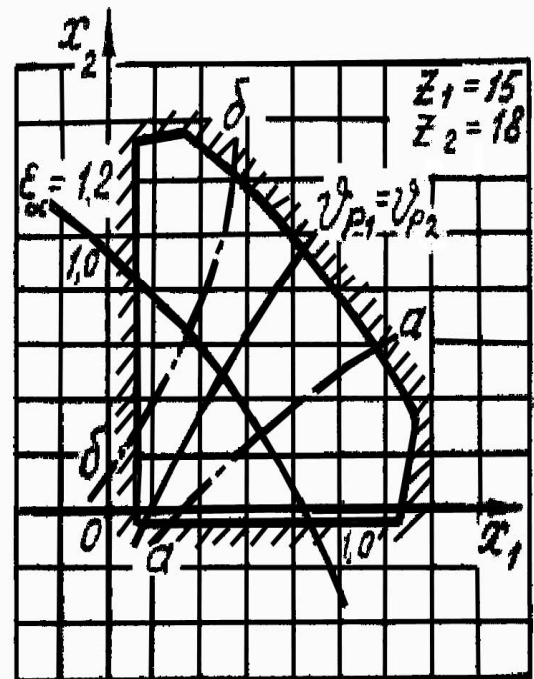
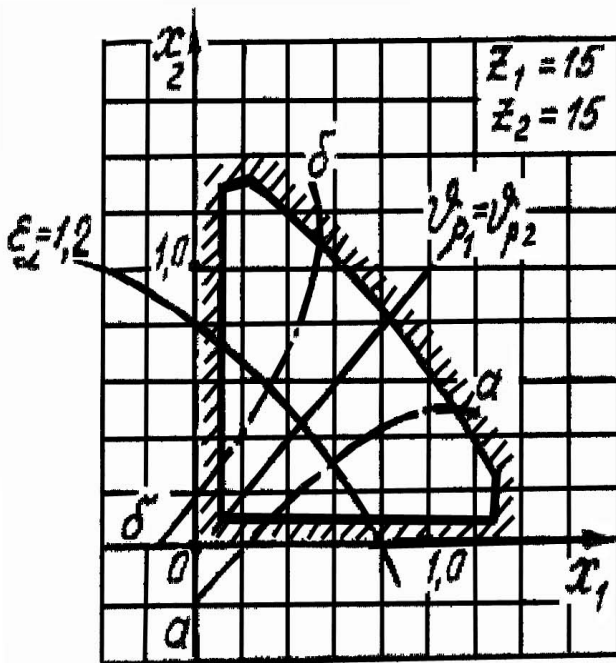
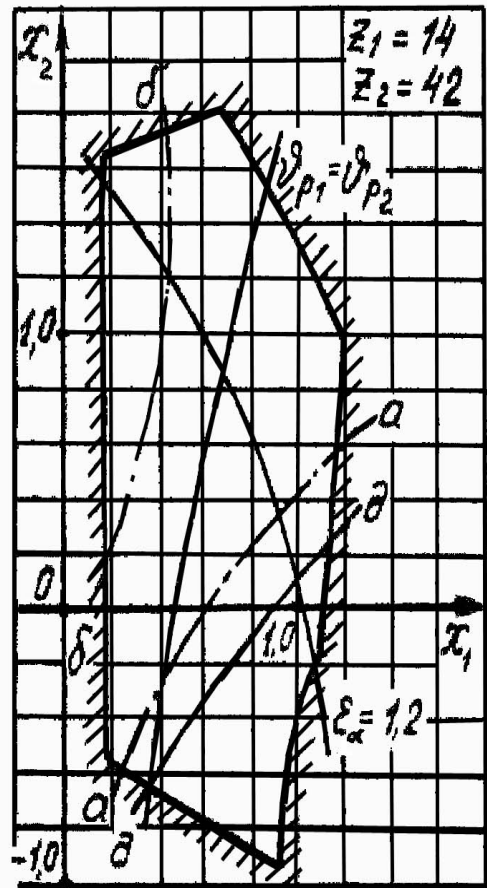
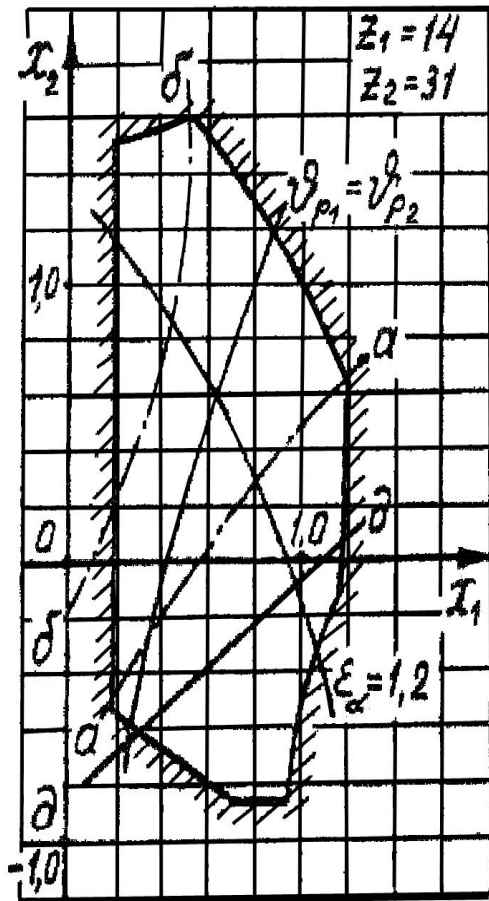
$$m_2 =$$

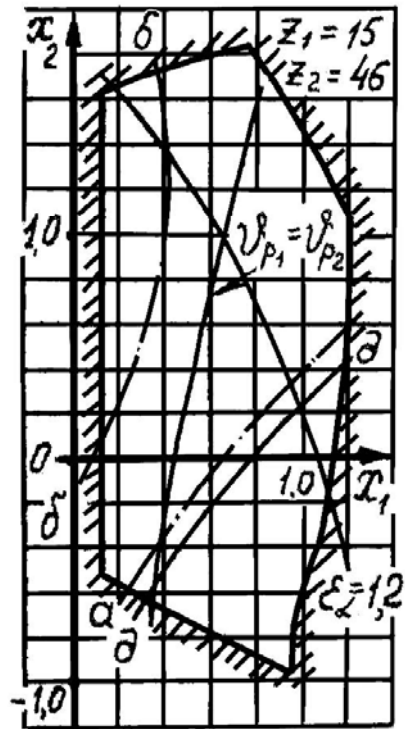
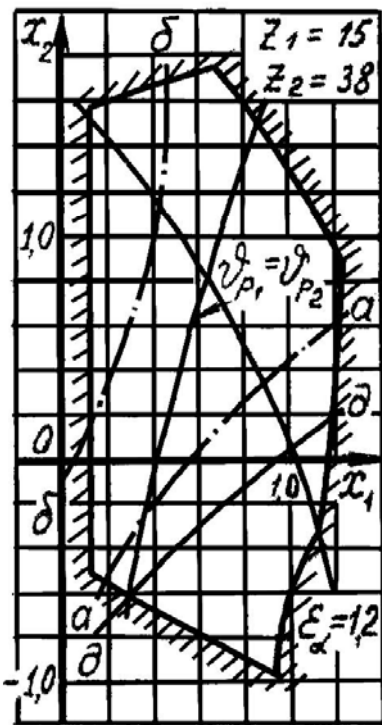
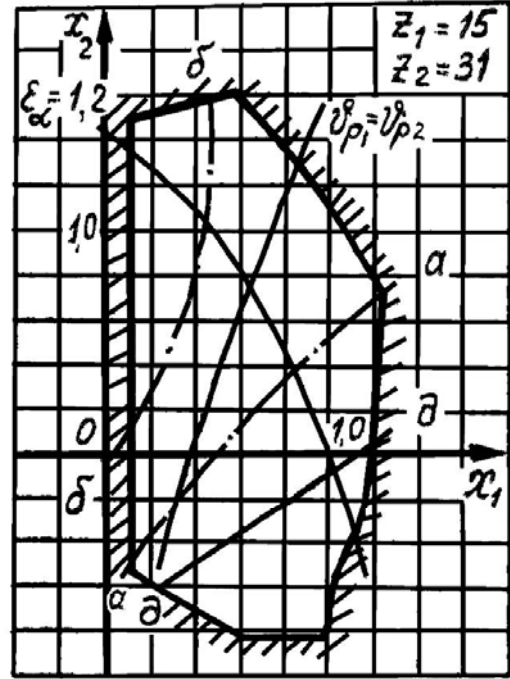
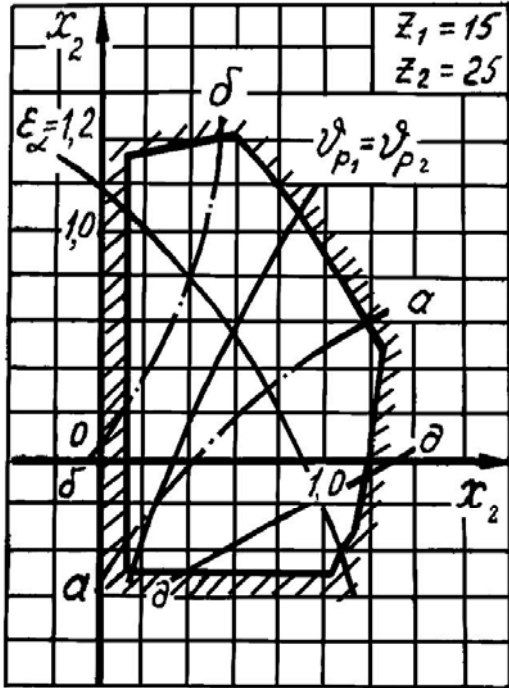
$$m_3 = m_4 =$$

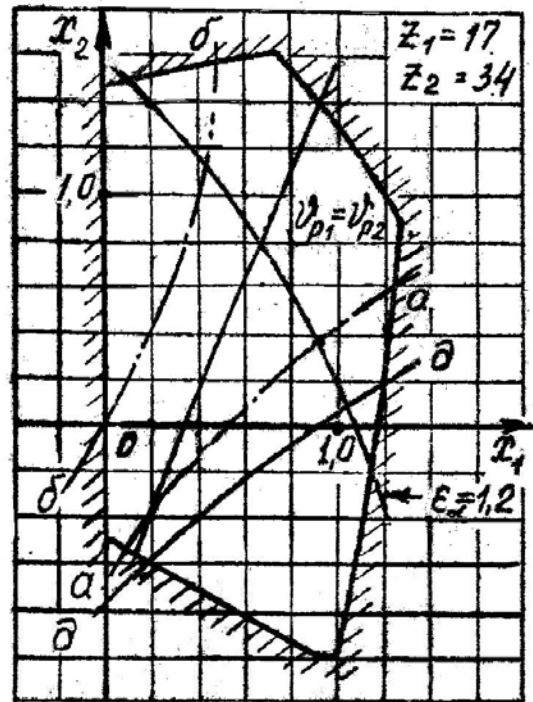
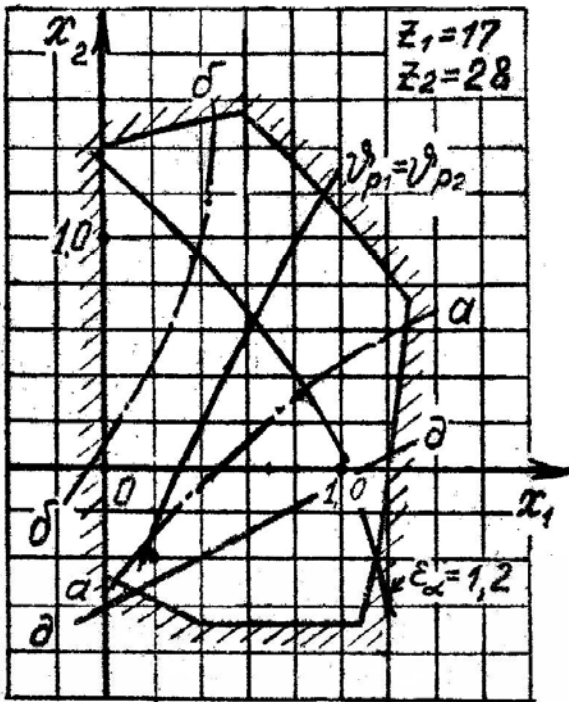
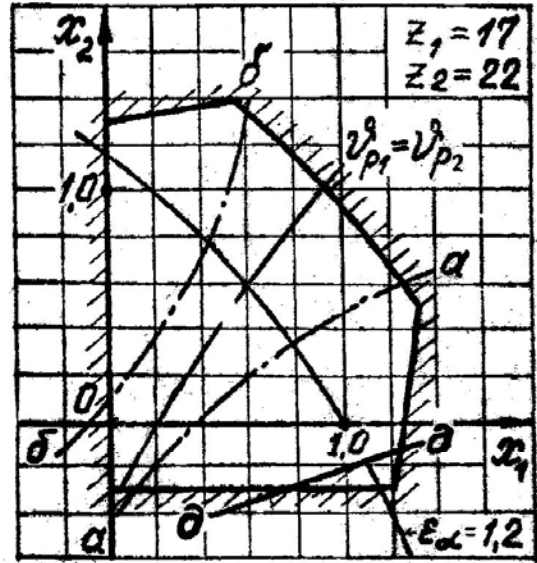
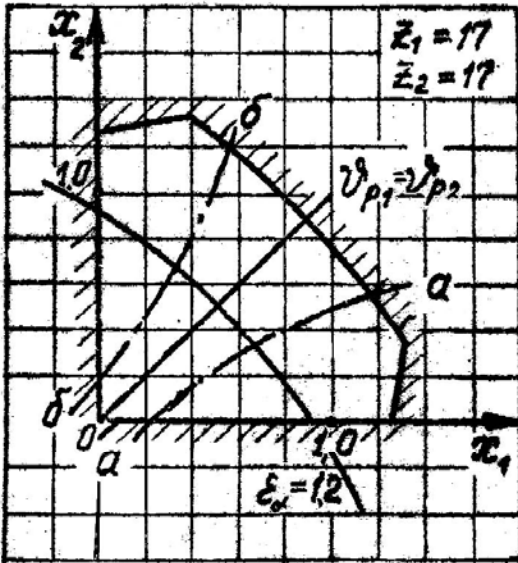
Рис. П14

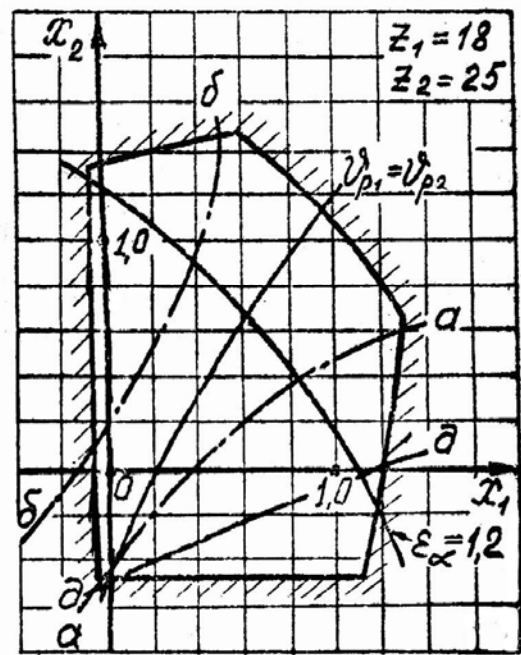
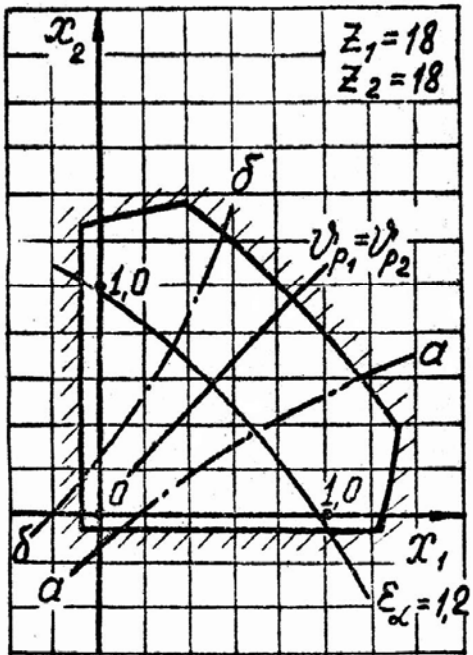
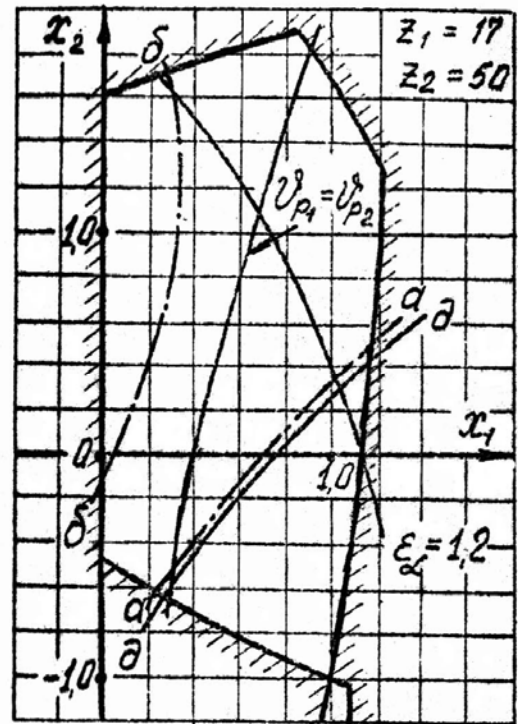
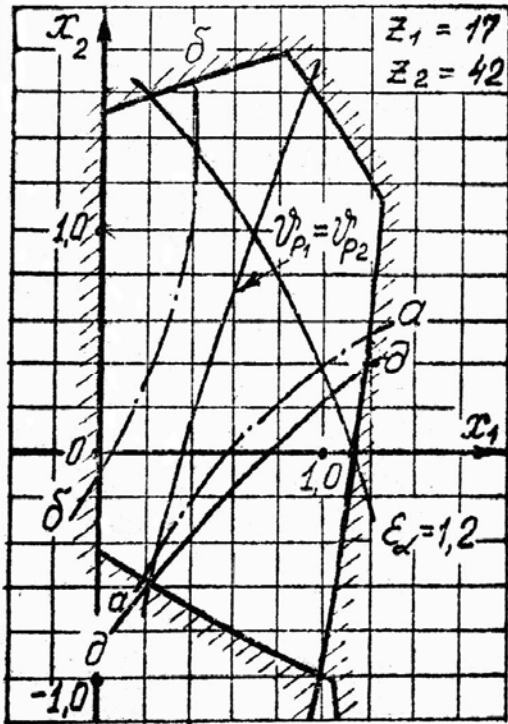
Блокирующие контуры для прямозубых эвольвентных передач
внешнего зацепления

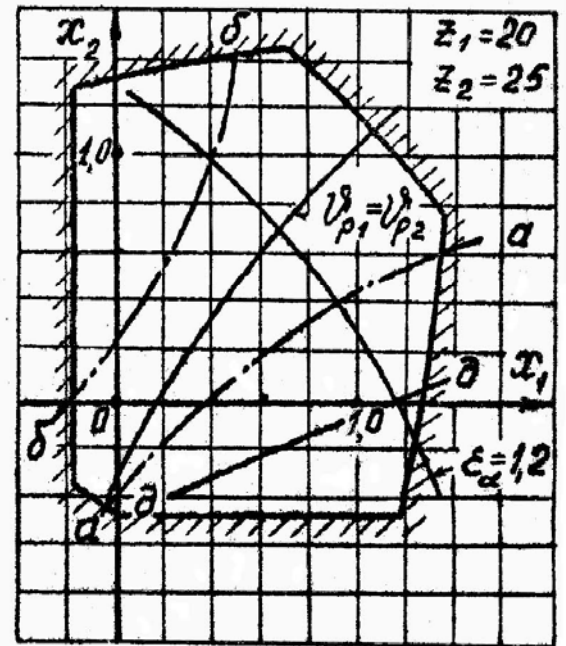
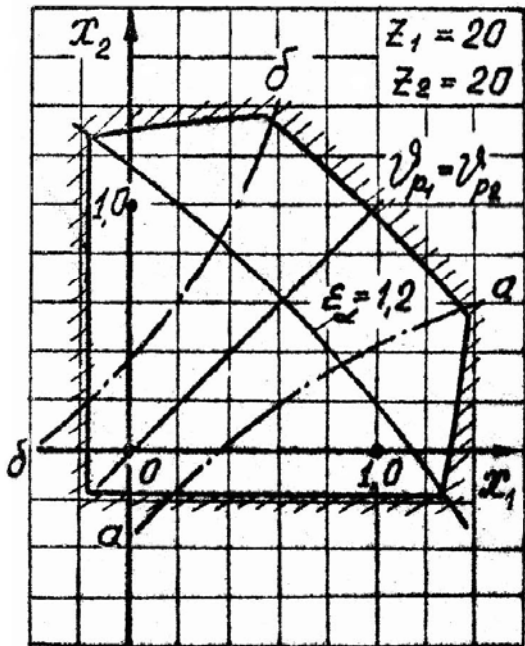
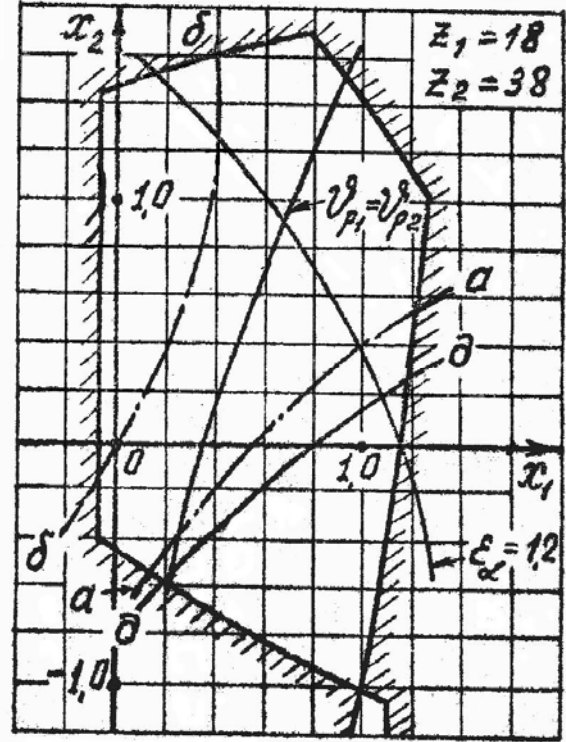
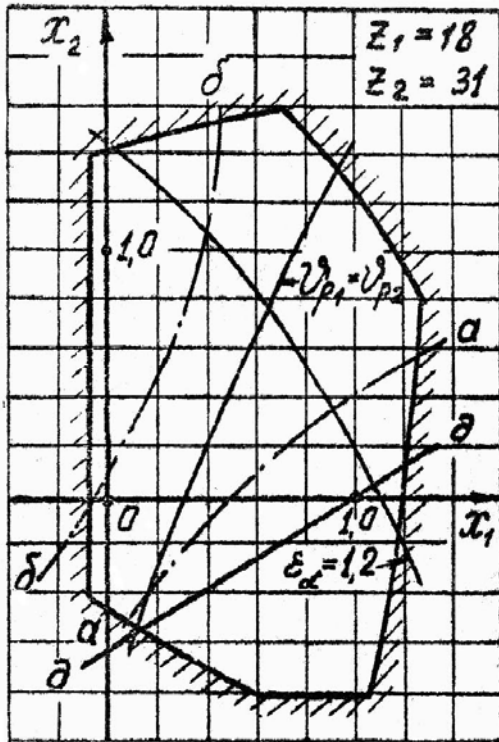


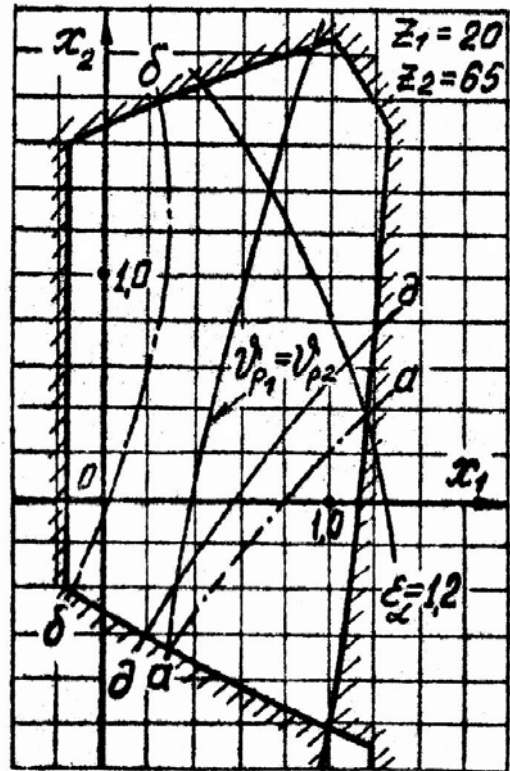
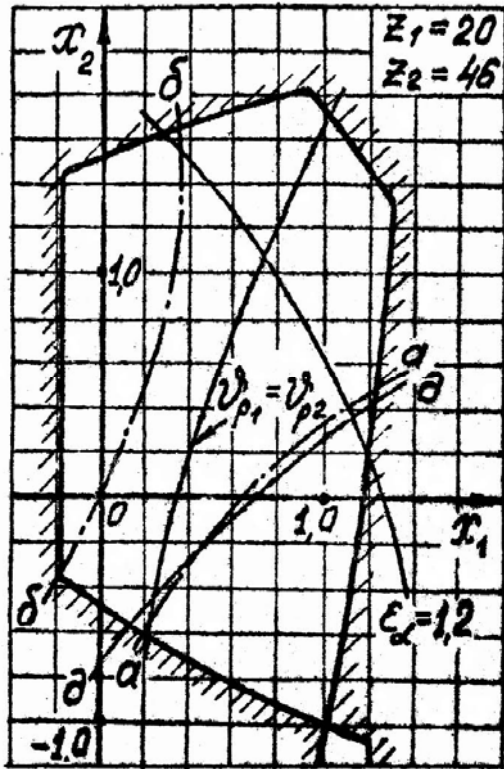
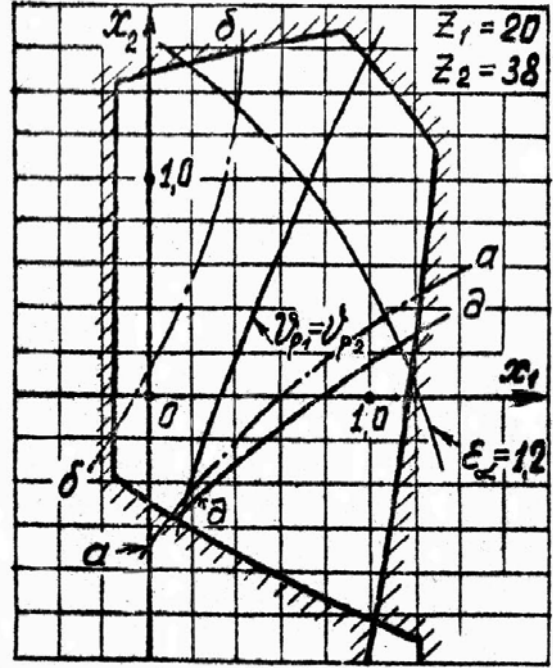
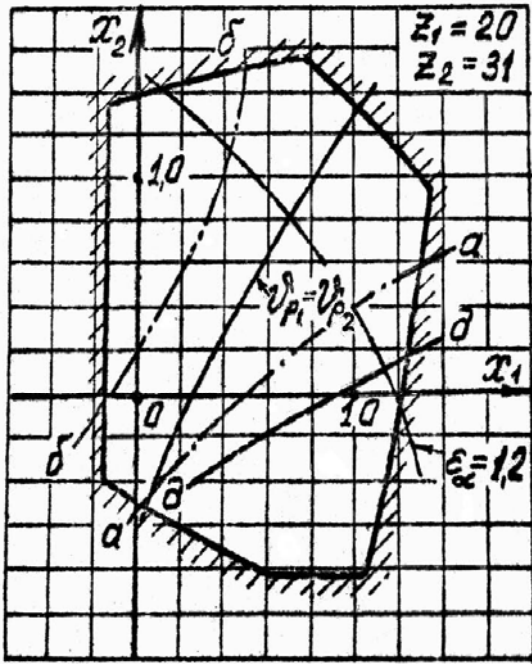


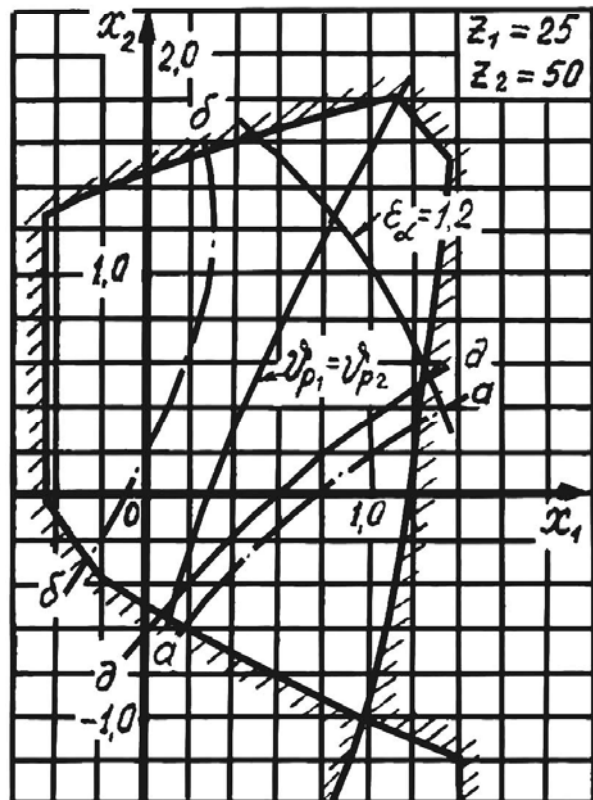
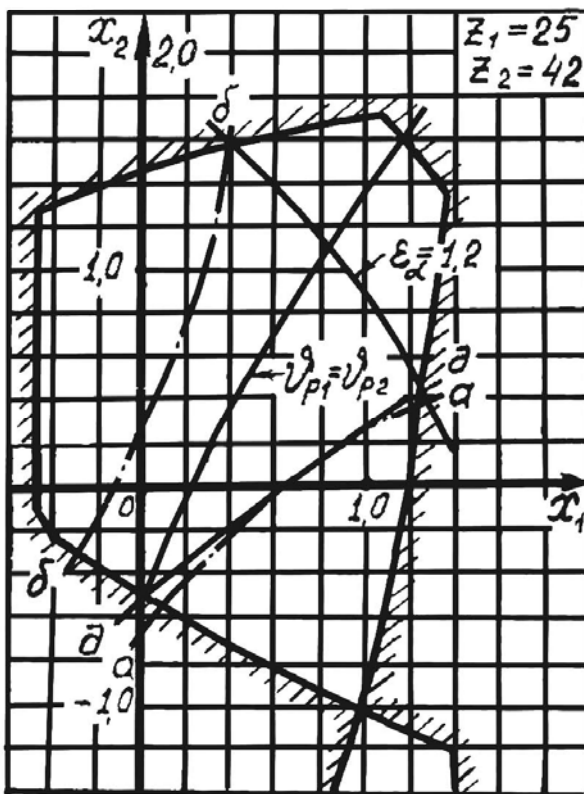
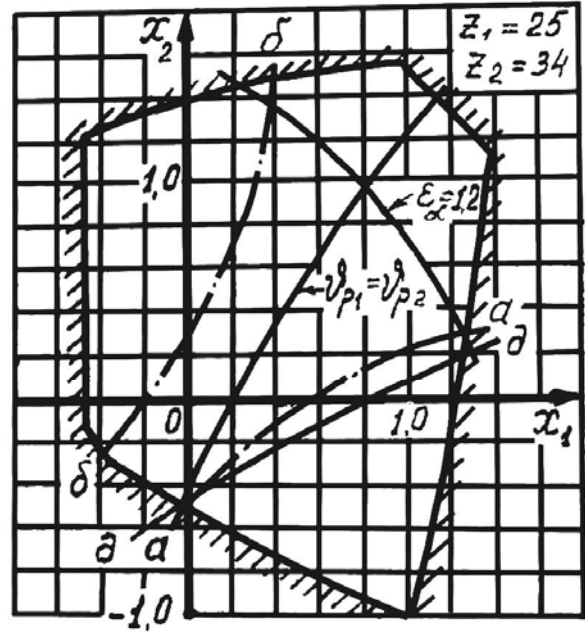
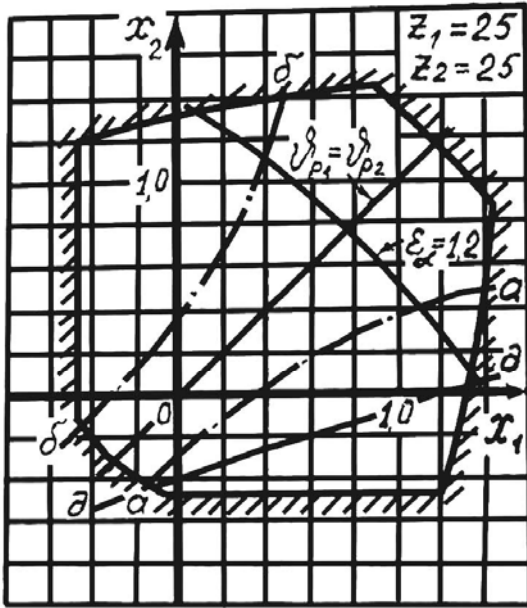












Значения эвольвентной функции

$$\text{inv}\alpha = \text{tg}\alpha - \alpha$$

Минуты	Градусы				
	17	18	19	20	21
0	0,00902	0,01076	0,01272	0,01490	0,01734
1	0,00905	0,01079	0,01275	0,01494	0,01738
2	0,00908	0,01082	0,01279	0,01498	0,01743
3	0,00911	0,01085	0,01282	0,01502	0,01747
4	0,00914	0,01088	0,01286	0,01505	0,01752
5	0,00916	0,01092	0,01289	0,01510	0,01756
6	0,00919	0,01095	0,01292	0,01514	0,01760
7	0,00921	0,01098	0,01296	0,01518	0,01765
8	0,00925	0,01101	0,01299	0,01521	0,01769
9	0,00928	0,01104	0,01303	0,01525	0,01773
10	0,00930	0,01107	0,01306	0,01529	0,01778
11	0,00933	0,01110	0,01309	0,01533	0,01782
12	0,00936	0,01113	0,01313	0,01537	0,01786
13	0,00938	0,01116	0,01316	0,01541	0,01791
14	0,00941	0,01119	0,01320	0,01545	0,01795
15	0,00944	0,01123	0,01324	0,01549	0,01800
16	0,00947	0,01126	0,01327	0,01553	0,01804
17	0,00950	0,01129	0,01331	0,01557	0,01808
18	0,00952	0,01133	0,01335	0,01561	0,01813
19	0,00955	0,01136	0,01338	0,01565	0,01817
20	0,00958	0,01139	0,01342	0,01569	0,01822
21	0,00961	0,01142	0,01346	0,01573	0,01826
22	0,00964	0,01145	0,01349	0,01577	0,01831
23	0,00966	0,01149	0,01353	0,01581	0,01835
24	0,00969	0,01152	0,01356	0,01585	0,01839
25	0,00972	0,01155	0,01360	0,01589	0,01844
26	0,00975	0,01158	0,01364	0,01593	0,01848
27	0,00978	0,01161	0,01367	0,01597	0,01853
28	0,00981	0,01165	0,01371	0,01601	0,01857

Минуты	Градусы				
	17	18	19	20	21
29	0,00984	0,01168	0,01374	0,01605	0,01862
30	0,00987	0,01171	0,01378	0,01609	0,01866
31	0,00990	0,01174	0,01382	0,01613	0,01871
32	0,00992	0,01178	0,01385	0,01617	0,01875
33	0,00995	0,01181	0,01389	0,01621	0,01880
34	0,00998	0,01184	0,01393	0,01625	0,01885
35	0,01001	0,01187	0,01396	0,01630	0,01889
36	0,01004	0,01190	0,01400	0,01634	0,01894
37	0,01007	0,01194	0,01403	0,01638	0,01898
38	0,01010	0,01197	0,01407	0,01642	0,01903
39	0,01013	0,01200	0,01411	0,01646	0,01907
40	0,01016	0,01204	0,01415	0,01650	0,01912
41	0,01019	0,01207	0,01419	0,01654	0,01917
42	0,01022	0,01211	0,01422	0,01658	0,01921
43	0,01025	0,01214	0,01426	0,01663	0,01926
44	0,01028	0,01217	0,01430	0,01667	0,01930
45	0,01031	0,01221	0,01433	0,01671	0,01935
46	0,01034	0,01224	0,01437	0,01675	0,01940
47	0,01037	0,01228	0,01441	0,01679	0,01944
48	0,01040	0,01231	0,01444	0,01684	0,01949
49	0,01043	0,01234	0,01448	0,01688	0,01954
50	0,01046	0,01237	0,01452	0,01692	0,01958
51	0,01049	0,01240	0,01456	0,01696	0,01963
52	0,01052	0,01244	0,01460	0,01700	0,01968
53	0,01055	0,01247	0,01463	0,01705	0,01972
54	0,01058	0,01251	0,01467	0,01709	0,01977
55	0,01061	0,01254	0,01471	0,01713	0,01982
56	0,01064	0,01257	0,01475	0,01717	0,01986
57	0,01067	0,01261	0,01479	0,01722	0,01991
58	0,01070	0,01264	0,01482	0,01726	0,01996
59	0,01073	0,01268	0,01486	0,01730	0,02001
60	0,01076	0,01272	0,01490	0,01734	0,02005

Минуты	Градусы					
	22	23	24	25	26	27
0	0,02005	0,02305	0,02635	0,02997	0,03395	0,03829
1	0,02010	0,02310	0,02641	0,03004	0,03402	0,03836
2	0,02014	0,02315	0,02646	0,03010	0,03409	0,03844
3	0,02020	0,02320	0,02652	0,03017	0,03415	0,03851
4	0,02024	0,02326	0,02658	0,03023	0,03422	0,03859
5	0,02029	0,02331	0,02663	0,03029	0,03428	0,03867
6	0,02034	0,02336	0,02670	0,03036	0,03436	0,03874
7	0,02039	0,02342	0,02676	0,03042	0,03443	0,03882
8	0,02044	0,02347	0,02681	0,03048	0,03450	0,03889
9	0,02048	0,02352	0,02687	0,03055	0,03457	0,03897
10	0,02053	0,02358	0,02693	0,03061	0,03464	0,03905
11	0,02058	0,02363	0,02699	0,03068	0,03471	0,03912
12	0,02063	0,02368	0,02705	0,03074	0,03478	0,03920
13	0,02068	0,02374	0,02711	0,03081	0,03485	0,03927
14	0,02073	0,02379	0,02717	0,03087	0,03493	0,03935
15	0,02077	0,02384	0,02722	0,03093	0,03500	0,03943
16	0,02082	0,02390	0,02728	0,03100	0,03507	0,03951
17	0,02087	0,02395	0,02734	0,03106	0,03514	0,03959
18	0,02092	0,02401	0,02740	0,03113	0,03521	0,03966
19	0,02097	0,02406	0,02746	0,03119	0,03528	0,03974
20	0,02102	0,02411	0,02752	0,03126	0,03535	0,03982
21	0,02107	0,02417	0,02758	0,03132	0,03542	0,03990
22	0,02112	0,02422	0,02764	0,03139	0,03549	0,03997
23	0,02117	0,02428	0,02770	0,03146	0,03557	0,04005
24	0,02122	0,02433	0,02776	0,03152	0,03564	0,04013
25	0,02127	0,02439	0,02782	0,03159	0,03571	0,04020
26	0,02132	0,02444	0,02788	0,03165	0,03578	0,04029
27	0,02136	0,02449	0,02794	0,03172	0,03585	0,04037
28	0,02141	0,02455	0,02800	0,03178	0,03592	0,04044
29	0,02146	0,02460	0,02806	0,03185	0,03600	0,04052
30	0,02151	0,02466	0,02812	0,03192	0,03607	0,04060
31	0,02156	0,02471	0,02818	0,03198	0,03614	0,04068

Минуты	Градусы					
	22	23	24	25	26	27
32	0,02161	0,02477	0,02824	0,03205	0,03621	0,04076
33	0,02166	0,02482	0,02830	0,03212	0,03629	0,04084
34	0,02171	0,02488	0,02836	0,03218	0,03636	0,04092
35	0,02176	0,02494	0,02842	0,03225	0,03643	0,04100
36	0,02181	0,02499	0,02848	0,03231	0,03650	0,04108
37	0,02187	0,02505	0,02855	0,03238	0,03658	0,04116
38	0,02192	0,02510	0,02861	0,03245	0,03665	0,04124
39	0,02197	0,02516	0,02867	0,03252	0,03672	0,04132
40	0,02202	0,02521	0,02873	0,03258	0,03680	0,04139
41	0,02207	0,02527	0,02879	0,03265	0,03687	0,04147
42	0,02212	0,02533	0,02885	0,03272	0,03694	0,04156
43	0,02217	0,02538	0,02891	0,03278	0,03702	0,04164
44	0,02222	0,02544	0,02898	0,03285	0,03709	0,04172
45	0,02227	0,02549	0,02904	0,03292	0,03717	0,04180
46	0,02232	0,02555	0,02910	0,03299	0,03724	0,04188
47	0,02237	0,02561	0,02916	0,03306	0,03731	0,04196
48	0,02243	0,02566	0,02922	0,03312	0,03739	0,04204
49	0,02248	0,02572	0,02928	0,03319	0,03746	0,04212
50	0,02253	0,02578	0,02935	0,03326	0,03754	0,04220
51	0,02258	0,02583	0,02941	0,03333	0,03761	0,04228
52	0,02263	0,02589	0,02947	0,03340	0,03769	0,04236
53	0,02268	0,02595	0,02954	0,03346	0,03776	0,04244
54	0,02274	0,02600	0,02960	0,03353	0,03783	0,04253
55	0,02279	0,02606	0,02966	0,03360	0,03791	0,04261
56	0,02284	0,02612	0,02972	0,03367	0,03799	0,04269
57	0,02289	0,02618	0,02979	0,03374	0,03806	0,04277
58	0,02294	0,02623	0,02985	0,03381	0,03814	0,04285
59	0,02300	0,02629	0,02991	0,03388	0,03821	0,04293
60	0,02305	0,02635	0,02997	0,03395	0,03829	0,04302

Библиографический список

1. Теория механизмов и машин : учеб. для вузов / под ред. К. В. Фролова. – М. : Высш. шк., 1987. – 496 с.
2. *Левитская, О. Н.* Курс теории механизмов и машин / О. Н. Левитская, Н. И. Левитский. – М. : Высш. шк., 1985. – 279 с.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение	3
1. ЭЛЕМЕНТЫ И ПАРАМЕТРЫ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС И ПЕРЕДАЧИ ВНЕШНЕГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ	4
2. ВЫБОР КОЭФФИЦИЕНТОВ СМЕЩЕНИЯ ДЛЯ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС ПРЯМОЗУБОЙ ПЕРЕДАЧИ	8
3. РАСЧЕТ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ЭВОЛЬВЕНТНОЙ ПЕРЕДАЧИ ВНЕШНЕГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ	11
4. РАСЧЕТ НЕКОТОРЫХ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ И КИНЕМАТИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ, ОПРЕДЕЛЯЮЩИХ КАЧЕСТВО ЗАЦЕПЛЕНИЯ	14
5. ВЫЧЕРЧИВАНИЕ ВНЕШНЕГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ ПРЯМОЗУБЫХ СОПРЯЖЕННЫХ КОЛЕС И КОНТРОЛЬ ПОСТРОЕНИЯ	16
6. СРАВНИТЕЛЬНАЯ ОЦЕНКА СПРОЕКТИРОВАННОЙ ПЕРЕДАЧИ С ПЕРЕДАЧЕЙ БЕЗ СМЕЩЕНИЯ	21
7. ПЛАНЕТАРНЫЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ	23
Вопросы для самоподготовки	30
Приложения	31
Библиографический список	50

Учебное издание

ВОЛЮШКО Юрий Степанович
РАСКАТОВА Е
ФИРСОВ Владимир Анатольевич
и др.

СИНТЕЗ ЭВОЛВЕНТНОГО ЗУБЧАТОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ

Учебное пособие

Редактор Р. С. Кузина
Корректор Т. В. Климова
Компьютерная верстка Р. В. Яппарова

Подписано в печать .11.06.

Формат 60x84/16. Бумага для множит. техники. Гарнитура Таймс.
Печать на ризографе. Усл. печ. л. 3,02. Уч.-изд. л. 3,25. Тираж 100 экз.
Заказ

Издательство

Владимирского государственного университета.
600000, Владимир, ул. Горького, 87.