Д. М281434

НА ДОМ НЕ ВЫДАЕТСЯ

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ СССР

М о с к о в с к о е
ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени
высшее техническое училище имени Н.Э.Баумана

ИССЛЕДОВАНИЕ И ОПТИМИЗАЦИЯ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ КАЧЕСТВА ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЭВОЛЬВЕНТНЫХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

(01.02.02 - Теория механизмов, машин и автоматических линий)

А в т о р е ф е р а т
диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук

Москва 1975

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ СССР

М о с к о в с к о е
ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени
высшее техническое училище имени Н.Э.Баумана

КОПЫТОВА ОЛЬГА ФИЛИППОВНА

ИССЛЕДОВАНИЕ И ОПТИМИЗАЦИЯ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ КАЧЕСТВА ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЭВОЛЬВЕНТНЫХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

(01.02.02 - Теория механизмов, машин и автоматических линий)

№ 281434

А в т о р е ф е р а т
диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук

НТБ МГТУ им.Н.Э.Баумана
1281434
Копытова О.Ф.Исследование

Москва 1975

Работа выполнена в Уфимском авиационном институте имени Орджоникидзе.

Научный руководитель – Заслуженный деятель науки и техники БАССР; кандидат технических наук; доцент БОЛОТОВСКИЙ И.А.

Официальные оппоненты – Доктор технических наук; и.о. профессора ДАВЫДОВ Я.С.

Кандидат технических наук, доцент СКВОРЦОВА Н.А.

Ведущее предприятие указано в решении Ученого Совета.

Автореферат разослан "16" января 1976 г.

Защита диссертации состоится "23" февраля 1976 г. на заседании Совета Конструкторско-механического факультета Московского ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени высшего технического училища имени Н.Э.Баумана по адресу: 107005, Б-5, 2-я Бауманская ул., дом 5.

Ваши отзывы в 2-х экземплярах, заверенные печатью, просьба высылать по указанному адресу.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке училища.

УЧЕНЫЙ СЕКРЕТАРЬ СОВЕТА
к.т.н., доцент Л.КОЛОБОВ

ФУНДАМЕНТАЛЬНАЯ

Зак. 216 Тир. 120 экз.
Лит.Т У 122314 от 16 12 75г Ротапринт ГИПРОПЛАСТ

им. Н. Баумана
БИБЛИОТЕКА

XX1У съезд КПСС отметил необходимость повышения качества надежности и долговечности машин.

Зубчатые передачи являются составной частью большинства современных машин и приборов и любое совершенствование качественных показателей передачи актуально.

Пути повышения качества зубчатых передач разнообразны. Разрабатываются новые виды зацеплений, улучшается технология механической и термической обработки. Наряду с этим большое значение может иметь совершенствование геометрии классического эвольвентного зацепления, в которой имеются еще неиспользованные резервы.

Цель работы - систематизировать факторы, определяющие геометрию эвольвентных зубчатых передач, дать полное представление о возможном многообразии передач и исчерпывающий материал о путях нахождения геометрических параметров, позволяющих провести оптимизацию геометрии передач (в том числе и многопараметрическую) при различных критериях оптимизации.

Методом и орудием исследования являются блокирующие контурн, позволяющие наглядно представить область существования передач при любых системах и вариантах расчета, сравнить их и найти наиболее рациональные коэффициенты смещения. При построении контуров использовались ЭВМ.

Научная новизна. В работе приведены рекомендации по выбору рациональных коэффициентов смещения в зависимости от конкретных требований к передаче для распространенной в настоящее время системи расчета и предложены новые системы, позволяющие выбрать оптимальные геометрические параметры при различных критериях оптимизации. Разработан новый способ построения кривых блокирующих контуров.

Практическая ценность работы в том, что она указывает пути улучшения геометрических показателей качества зубчатой передачи. При этом, все исследование ориентировано на стандартный режущий инструмент и предложения по совершенствованию геометрии зубчатых передач могут быть внедрены в производство без какого бы то ни было услохнения и удорохания технологического процесса изготовления колес.

Апробация. По материалам диссертации сделаны доклады: на ежегодных научно-технических конференциях профессорско-преподавательского состава Уфимского авиационного института (в 1973-75 г.г.)

на республиканской научно-технической конференции по методам расчета и конструирования зубчатых передач, редукторов и их узлов (г.Харьков, 1974 г.); на Всесоюзном научно-техническом совещании по проблемам конструирования и производства планетарных передач (г.Алма-Ата, 1974 г.).

Публикации. По материалам выполненных теоретических исследований опубликовано 4 статьи и два технических отчета по хоздоговорной тематике.

Объем работы. Диссертационная работа состоит из введения, четырех глав и заключения, изложенных на 154 страницах машинописного текста, иллюстрируется 47 рисунками, содержит список цитированной литературы из 132 названий и 5 таблиц.

Во введении рассматривается состояние вопроса и дается обзор литературы. Указано, что улучшение геометрии эвольвентных зубчатых колес и передач можно вести тремя методами. Первый из них основан на изменении параметров стандартного исходного контура. Второй, предложенный Э.Б.Вулгаковым, предлагает проведение расчетов по так называемым"обобщенным параметрам", не связанным вообще с каким-либо исходным контуром. Оба эти метода позволяют вносить желаемые изменения в геометрию колес, однако их принципиальной особенностью является необходимость применения специального режущего инструмента, что неэкономично и поэтому допускается только в обоснованных специальных случаях.

Третий метод состоит в изменении геометрии колес без изменения параметров стандартного исходного контура. Оптимальные геометрические размеры для каждой конкретной пары с учетом условий ее работы и предъявляемых к ней конкретных требований достигаются в этом случае при использовании стандартного инструмента и без какого-либо усложнения технологического процесса нарезания зубьев. Настоящая работа посвящена именно этому методу в применении к прямозубым цилиндрическим передачам внешнего и внутреннего зацепления.

Эвольвентным зубчатым передачам посвящено много работ, в числе которых - основополагающие труды Э.Бакингема, Я.И.Дикера, Х.Меррита, В.А.Гавриленко, Ф.Л.Литвина, В.Н.Кудрявцева и работы многих других авторов. В этих работах обстоятельно рассмотрена теория зацепления и геометрическая теория эвольвентных передач и показано влияние смещений на геометрию и качественные показатели передачи.

Конкретные рекомендации по выбору коэффициентов смещения в виде отдельных цифр, таблиц, графиков или "систем коррекции" предлагались многими авторами. Укажем на работы А.И.Петрусевича, А.Н. Калужникова, Е.А.Чудакова, Л.Н.Решетова, Я.И.Дикера, G. Niemann'a и H. Winter'a, M. Bergsträsser'a и другие.

Впервые вопрос об области существования передач был поставлен В.А.Гавриленко. Вместо отдельных предельных кривых и графиков он предложил так называемый "блокирующий контур" - совокупность кривых, ограничивающих выбор коэффициентов смещения по геометрическим показателям и образующих замкнутую фигуру, наглядно изображающую область существования передачи. Контуры в принципе можно строить в различных системах координат. Наиболее удобным и плодотворным оказалось предложение М.Б.Громана - строить блокирующий контур в системе координат (x_1; x_2).

Исследование формы и поведения кривых блокирующего контура, построение первых образцов контуров и разработка пригодных для практического использования альбомов контуров было выполнено И.А. Болотовским и группой работавших под его руководством сотрудников (Т.П.Болотовская, В.Э.Смирнов, Б.А.Курлов, Б.И.Гурьев, Б.И.Шендерей, Э.А.Щеглов и другие). Этим коллективом опубликован ряд работ, посвященных геометрии эвольвентного зацепления и выбору коэффициентов смещения.

Среди других работ, в которых исследуются важные вопросы геометрии эвольвентного зацепления, можно назвать работы Н.А.Скворцовой, Я.С.Давыдова, Э.Б.Вулгакова, Ю.С.Волошко, Б.Н.Цилевича, Д.Я. Горфинкеля, О.Ф.Омирова, А.С.Поздеева, В.И.Гуляева и др.

Настоящая работа продолжает исследования, проводимые коллективом под руководством И.А.Болотовского и содержит решение ряда новых вопросов, касающихся оптимизации геометрии эвольвентных цилиндрических передач путем выбора рациональных систем расчета и коэффициентов смещения.

В первой главе приведена краткая характеристика геометрических показателей качества и определяющие их расчетные формулы.

Во второй главе рассмотрены факторы, определяющие геометрию зубчатых передач.

В первом разделе рассмотрены системы расчета. Приведена краткая характеристика известных в литературе систем, а также предложен ряд специальных систем:

1. По интерференции с переходной кривой;
2. По срезанию вершин зубьев;
3. По выравненным удельным скольжениям;
4. По выравненным ускоренным скольжениям;
5. По постоянному коэффициенту перекрытия;
6. Колесо z_1 -копия долбяка, нарезающего колесо z_2 .

Каждая из специальных систем подробно рассмотрена в последующих главах работы.

Во втором разделе перечислены возможные варианты расчета. Подробное их исследование приведено в работах И.А.Болотовского, Б.И.Гурьева, Э.А.Щеглова и в настоящей работе не дается.

Третий раздел содержит сводку расчетных формул для определения геометрических параметров колес и передач при различных системах и вариантах расчета.

В четвертом разделе изложен новый итерационный способ построения контуров, позволяющий значительно сократить объем вычислительной работы по сравнению со способами, известными ранее.

Основу работы составляет <u>третья глава</u>, включающая в себя исследование и оптимизацию геометрических показателей качества зубчатых передач.

Раздел 1. Одним из критериев оптимизации является коэффициент перекрытия ε .

В работе показано, что для увеличения ε необходимо:

1. Увеличить до возможного предела длину активного профиля, т.е. использовать при зацеплении весь эвольвентный участок вплоть до его граничной точки.

2. Увеличить до возможного предела длину эвольвентного участка профиля каждого из колес, т.е. так называемый потенциальный коэффициент перекрытия $\varepsilon_{пот}$.

Иначе говоря - необходимо, чтобы оба колеса находились одновременно на грани интерференции как в станочном зацеплении (на границе срезания), так и в зацеплении друг с другом.

При системе расчета по стандартным радиальным зазорам это недостижимо. Однако, можно и при этой системе несколько увеличить значение ε подбором соответствующих x . Для этого на блокирующие контуры нужно нанести линии экстремальных значений ε (*рис.1*) В работе найдены уравнения этих линий:

для передач, нарезанных инструментом реечного типа

$$\sin\alpha_{a1} = \sin\alpha_{a2} ,$$

для передач, нарезанных долбяком

$$\sin\alpha_{a1}\cdot\sin\alpha_{wo2} = \sin\alpha_{a2}\cdot\sin\alpha_{wo1} .$$

Более существенное увеличение ε достигается применением специальных систем расчета (что допускается действующими стандартами) и одновременно выбором соответствующих x .

Коэффициент перекрытия зубчатой пары не может быть больше потенциального коэффициента перекрытия $\varepsilon_{o\,пот.}$ инструмента, которым нарезаны колеса, составляющие пару. Для инструмента реечного типа

$$\varepsilon_{o\,пот.} = \frac{8(h_e^* - h_a^*)}{2\pi\sin 2\alpha} ,$$

для долбяков

$$\varepsilon_{o\,пот.} = \frac{z_o}{2\pi}\left(tg\alpha_{ao} - tg\alpha_{eo}\right) .$$

Если принять систему расчета по границам срезания, то на построенном по этой системе блокирующем контуре появится линия, ограничивающая выбор x по интерференции и наоборот. В соответствии с известным свойством инверсии, эти линии в системе координат x_1, x_2 описывает одно и то же уравнение. При этом, если колеса нарезаны одним и тем же инструментом, линии указанных ограничений для каждого из колес сливаются в одну линию и у передач, изображаемых точками этой линии реальный коэффициент перекрытия будет равен потенциальному коэффициенту перекрытия инструмента $\varepsilon_{o\,пот.}$. Если колеса пары нарезаны различными инструментами, линии не совпадут, причем в реальной передаче коэффициент перекрытия будет равен меньшему из двух $\varepsilon_{o\,пот.1}$ и $\varepsilon_{o\,пот.2}$.

Предельный по отсутствию срезания угол профиля на окружности вершин определяет формула:

для передач внешнего зацепления

$$tg\alpha_{a1(2)} = \frac{z_o + z_{1(2)}}{z_{1(2)}}tg\alpha_{wo1(2)} - \frac{z_o}{z_{1(2)}}tg\alpha_{eo} ;$$

для передач внутреннего зацепления

$$tg\alpha_{a1} = \frac{z_o + z_1}{z_1}tg\alpha_{wo1} - \frac{z_o}{z_1}tg\alpha_{eo} ,$$

$$tg\alpha_{a2} = \frac{z_2 - z_o}{z_2}tg\alpha_{wo2} + \frac{z_o}{z_2}tg\alpha_{eo} .$$

Предельный по отсутствию интерференции угол профиля на окружности вершин:

для передач внешнего зацепления

$$tg\alpha_{a1(2)} = \frac{Z_1+Z_2}{Z_{1(2)}} tg\alpha_w - \frac{Z_{2(1)}+Z_0}{Z_{1(2)}} tg\alpha_{wo2(1)} + \frac{Z_0}{Z_{1(2)}} tg\alpha_{ao};$$

для передач внутреннего зацепления

$$tg\alpha_{a1} = \frac{Z_2-Z_0}{Z_1} tg\alpha_{wo2} + \frac{Z_0}{Z_1} tg\alpha_{ao} - \frac{Z_2-Z_1}{Z_1} tg\alpha_w,$$

$$tg\alpha_{a2} = \frac{Z_1+Z_0}{Z_2} tg\alpha_{wo1} - \frac{Z_0}{Z_2} tg\alpha_{ao} + \frac{Z_2-Z_1}{Z_2} tg\alpha_w.$$

Диаметры окружностей вершин определяются формулой

$$d_{a1(2)} = \frac{m Z_{1(2)} \cos\alpha}{\cos\alpha_{a1(2)}}.$$

Система расчета по срезанию вершин приемлема не для всех комбинаций чисел зубьев и не для всех стандартных инструментов. Возможны случаи, когда разрешенная зона блокирующего контура вообще исчезает, поскольку увеличению диаметра d_a до границ срезания препятствует интерференция или исчезновение радиального зазора. В этом случае следует принять систему расчета по границам интерференции. Если возможно применение обеих систем, то область существования передачи изображается примыкающими блокирующими контурами.

В качестве примера на рис. 2 приведены примыкающие блокирующие контуры для пары внутреннего зацепления, нарезанной долбяком с $\varepsilon_{o\,пот.} = 2{,}153$. Зона A соответствует расчету по границам интерференции, зона B - расчету по границам срезания. На общей границе этих контуров коэффициент перекрытия передач будет равен $\varepsilon_{o\,пот.}$, т.е. $\varepsilon = 2{,}153$. Таким образом, имеются стандартные инструменты, позволяющие получить коэффициент перекрытия $\varepsilon \geqslant 2{,}0$.

Существует мнение о целесообразности целочисленных значений ε, в частности $\varepsilon = 2{,}0$. В работе показаны способы построения изолиний $\varepsilon = 2{,}0$ на различных контурах (рис. 2) и предложена система расчета и соответствующий блокирующий контур, в любой точке которого $\varepsilon = 2{,}0$ (рис. 3)

С увеличением чисел зубьев колес возможности получения передач с коэффициентом перекрытия $\varepsilon > 2{,}0$ расширяются, с увеличением числа зубьев долбяка - сужаются.

Раздел 2. Критерием износа боковой поверхности зубьев различные исследователи считают:

1. Удельное скольжение ϑ (Дикер Я.И. и др.)

2. Ускоренное скольжение λ^a (Гавриленко В.А.)

3. Произведение удельного давления на сумму коэффициентов скольжения с учетом одновременной работы двух пар зубьев (Решетов Л.Н)

Известно, что наибольшего значения коэффициент удельного скольжения ϑ и коэффициент ускоренного скольжения λ^a достигают в нижних точках активного профиля. Соответствующим подбором коэффициентов смещения можно выравнять значения ϑ_p или λ^a_p, уменьшив тем самым большее за счет увеличения меньшего.

Для системы расчета по стандартным радиальным зазорам в работе исследовано поведение коэффициентов ϑ и λ^a по полю контура и даны рекомендации по выбору коэффициентов смещения. Кроме того, предложены специальные системы расчета, позволяющие строить блокирующие контуры с выравненными коэффициентами удельного или ускоренного скольжения при любых x. При этом, выбирается система расчета α_a одного из колес, а для определения α_a сопряженного колеса используются зависимости:

при построении контура с выравненными коэффициентами удельного скольжения

$$\left(1 \pm \frac{z_1}{z_2}\right)\frac{tg\alpha_w - tg\alpha_{p1}}{tg\alpha_{p1}} = \left(1 \pm \frac{z_2}{z_1}\right)\frac{tg\alpha_w - tg\alpha_{p2}}{tg\alpha_{p2}};$$

при построении контура с выравненными коэффициентами ускоренного скольжения

$$tg^2\alpha_{p1} = tg^2\alpha_{p2} \cdot i.$$

На рис. 4 в качестве примера приведены примыкающие блокирующие контуры пары внешнего зацепления $z_1 = 28$ $z_2 = 50$, нарезанной стандартным инструментом реечного типа. При применении соответствующей системы расчета, каждый контур обеспечивает выравненные коэффициенты ускоренного скольжения в нижних точках активных профилей.

В работе предложен также метод определения x, обеспечивающих наименьшее значение коэффициента износа по Л.Н.Решетову при любых системах расчета (линия 1 на рис. 1).

Раздел 3. Показателем, определяющим влияние геометрии на контактную прочность передачи, является коэффициент удельного давления

$$\nu = \frac{m}{\rho_{np}}.$$

Уменьшение коэффициента удельного давления связано с увеличением приведенного радиуса кривизны контактирующих поверхностей $\rho_{пр}$. В свою очередь, в передачах внешнего зацепления $\rho_{пр}$ увеличивается с увеличением угла зацепления, а в передачах внутреннего зацепления - с уменьшением α_w.

Во внешнем зацеплении резервы повышения угла зацепления ограничены. Известно, что наибольшее значение $\alpha_w = 45^0$ достижимо только при специальной системе расчета по заостренным зубьям и нарезании колес специальным инструментом.

Во внутреннем зацеплении резервы снижения угла α_w значительно шире. Идеальным был бы случай, когда $\alpha_w = 0$. Но в работах Н.А.Скворцовой, Б.Н.Цилевича, В.Н.Рубцова показано, что достигнуть в передачах внутреннего зацепления $\alpha_w = 0$ невозможно из-за интерференции вершин зубьев.

Аналитически определить наименьший угол зацепления α_w не удается, так как уравнения, связывающие параметры колес, и передачи с углом α_w, в явном виде относительно него не решаются; поэтому необходимо применять численные методы.

В работе рассмотрены два метода снижения угла зацепления. Первый из них, ориентируясь на существующие блокирующие контуры, отодвигает границу интерференции вершин за счет изменения диаметров d_{a1} и d_{a2}.

Второй метод основан на применении специальной системы расчета, определяющей диаметр вершин колеса d_{a2} по формуле

$$d_{a2} = d_2 - 2(h_a^* - x_2 + \Delta y - K_2)m,$$

где Δy - коэффициент уравнительного смещения,

K_2 - коэффициент, обеспечивающий минимальную разность высот зубьев и

при $x_d < 0$ $\quad K_2 = 0{,}3 - 0{,}225\,x_2$

при $x_d > 0$ $\quad K_2$ по ГОСТ 19274-73

Диаметр вершин колеса d_{a1} находится из условия $\varepsilon = 1{,}0$.

Таким образом, получен контур, в любой точке которого $\varepsilon = 1{,}0$. Линия, ограничивающая контур интерференцией вершин, определяет величину наименьшего (для данной пары) угла зацепления.

Применение второго метода позволяет значительно снизить величину наименьшего угла зацепления. На рис. 5 в качестве примера приведена кривая, характеризующая изменение наименьшего угла зацепления α_w в зависимости от разности чисел зубьев Z_d при $Z_1 = 28$.

Как видно, при $z_2 = 80$ угол зацепления удается снизить до $\alpha_{w\,наим} = 2^{\circ}15'54''$, в то время как при общепринятой системе расчета по стандартным зазорам $\alpha_{w\,наим.} = 15^{\circ}16'$.

Раздел 4. В работе приведены методы и расчетные зависимости для определения коэффициента прочности зубьев, соответствующие существующим в настоящее время гипотезам. Отмечено, что все эти методы указывают на существенное влияние коэффициентов смещения на изгибную прочность зубьев; показано, что при любом методе расчета, принятом тем или иным исследователем, на любой блокирующий контур могут быть нанесены линии, позволяющие выбрать оптимальные x. Приведены образцы таких линий для некоторых систем расчета.

Раздел 5. По известным в литературе формулам, определяющим коэффициент полезного действия зубчатой передачи, найдены геометрические параметры, и показано построение изолиний, обеспечивающих достижение наибольшего к.п.д. при различных системах расчета.

Четвертая глава посвящена анализу систем расчета, введенных в ГОСТ 19274-73.

До последнего времени при проектировании передач внутреннего зацепления применялась система расчета, сохраняющая в зацеплении стандартный радиальный зазор. Однако, эта система, будучи достаточно удобной для передач внешнего зацепления, для колес с внутренними зубьями зачастую не позволяет реализовать передачи с малыми коэффициентами смещения, не говоря уже о передачах без смещения ($x_1 = x_2 = 0$). Поэтому в ГОСТ 19274-73 введены две новые системы расчета диаметров вершин.

Первая система (таблица 2 стандарта) не учитывает при расчете конкретный зуборезный инструмент.

Система расчета по формулам таблицы 3 стандарта предполагает окончательную обработку колеса с внутренними зубьями зуборезным долбяком.

Стандарт не содержит ни сравнительной оценки предлагаемых систем расчета, ни рекомендаций по их выбору. Поскольку этот вопрос важен для проектировщиков, в работе дается сравнение этих систем с помощью блокирующих контуров (рис. 6)

Как видно, в зоне малых коэффициентов смещения расчет по обеим таблицам дает передачи, которые по геометрическим показателям качества мало отличаются друг от друга и практически равноцен-

ин . С увеличением x все больше становятся заметными преимущества расчета по формулам таблицы 3. Этот расчет дает передачи с более высоким коэффициентом перекрытия и исключает чрезмерное сокращение высоты зуба, приводящее к уменьшению его упругой податливости. При расчете по формулам таблицы 3 поле блокирующего контура существенно расширяется и этим расширяются возможности геометрического и кинематического синтеза передач внутреннего зацепления.

Независимость геометрического расчета колес, от типа и параметров зубонарезающего инструмента, предусмотренная формулами таблиц 2 стандарта, является мнимой. Истинная геометрия колеса неизбежно определяется геометрией инструмента, так как от инструмента зависит диаметр впадин, а также форма и расположение переходной кривой и, следовательно, величина радиальных зазоров, наличие или отсутствие подрезания, срезания и интерференции в зацеплении колес. Без учета геометрии инструмента нельзя построить и блокирующий контур. Поэтому конструктор, назначая диаметры вершин и коэффициенты смещения абстрактно, не может оценить качество спроектированной им передачи. Нередко колеса таких передач невозможно нарезать стандартным инструментом и приходится заказывать инструмент специальный, что усложняет и удорожает производство. Этого можно избежать при расчете передач на конкретный стандартный инструмент.

В Н В О Д Ы

1. В геометрии эвольвентного зубчатого зацепления имеются резервы, использование которых может расширить возможности геометрического и кинематического синтеза и повысить прочность и долговечность зубчатой передачи.

2. Геометрию эвольвентного зубчатого зацепления можно улучшать, изменяя параметры стандартного исходного контура или вообще не пользуясь понятием об исходном контуре и проводя расчет по так называемым "обобщенным параметрам". В обоих случаях для изготовления колес требуется специальный зуборезный инструмент, что усложняет и удорожает производство колес.

3. Геометрию зубчатого зацепления можно улучшать также и без изменения параметров стандартного исходного контура, используя для нарезания колес только стандартный зуборезный инструмент. Возможности стандартного инструмента достаточно широки, однако не

всем конструкторам известны и полностью не используются. Поэтому специальный инструмент должен допускаться только в тех редких случаях, когда убедительно доказано, что получить желаемый результат с помощью стандартного инструмента невозможно.

Настоящее исследование посвящено, в основном, раскрытию возможностей улучшения геометрии с помощью стандартного инструмента. Полученные в результате исследования рекомендации могут быть внедрены без какого бы то ни было усложнения и удорожания технологического процесса производства колес.

4. При использовании стандартного инструмента можно целенаправленно изменять геометрию эвольвентных колес следующими методами:

а) Выбрать рациональный вариант расчета, т.е. выбрать из числа стандартных конкретный инструмент (червячная фреза, долбяк с определенным числом зубьев), по параметрам которого вести расчет.

б) Выбрать рациональную систему расчета, т.е. принцип, положенный в основу при определении диаметра вершин.

в) Выбрать коэффициенты смещения, наиболее рациональные для данной конкретной передачи и согласованные с выбранными вариантом и системой расчета (т.е. не выходящие за пределы области существования, определяемой вариантом и системой расчета).

5. Сравнительный анализ передач, а также выбор коэффициентов смещения и синтез передач наилучшим образом осуществляется с помощью блокирующих контуров, представляющих собой графическое изображение области существования передачи.

Каждому сочетанию системы и варианта расчета соответствует свой блокирующий контур, отличающийся от других составом и формой граничных линий, а также расположением зоны допустимых значений коэффициентов смещения.

В данной работе блокирующие контуры, как широко известные, так и вновь построенные, используются, как основной инструмент исследования. При этом:

а. Предложен новый метод построения линий блокирующего контура, позволяющий быстро и с наперед заданной точностью строить эти линии; построение линий легко программируется для ЭВМ.

б. Развито и использовано положение о так называемых "примыкающих блокирующих контурах", имеющих общую граничную линию, переход через которую означает переход к новой системе расчета, определяемой характером этой линии.

в. Показано применение блокирующих контуров для многопараметрической оптимизации геометрии эвольвентного зацепления.

6. Критерии оптимизации зависят от конкретных условий работы зубчатой пары и от предъявляемых к ней требований и в общем, универсальном виде, не могут быть сформулированы.

После того, как эти критерии (на основании эксперимента, анализа опыта работы аналогичных передач или по иным соображениям) выбраны - необходимо найти геометрические параметры, обеспечивающие оптимизацию этих критериев.

Настоящая работа указывает методы, позволяющие из множества различных по геометрическим параметрам и качественным показателям зубчатых пар, которые можно получить при неизменном модуле и числах зубьев с помощью стандартного инструмента, выбрать пару, наилучшим образом удовлетворяющую предъявляемым к ней требованиям.

7. Критериями оптимизации могут быть:

а. Наибольший возможный или любой наперед заданный или близкий к целому числу коэффициент перекрытия.

б. Наибольший приведенный радиус кривизны профилей или, иначе говоря, наибольший возможный при внешнем зацеплении и наименьший возможный при внутреннем зацеплении угол зацепления.

в. Наименьший коэффициент удельного скольжения.

г. Наименьший коэффициент ускоренного скольжения.

д. Наибольший коэффициент формы зуба (наименьший коэффициент прочности).

е. Наибольший коэффициент полезного действия зубчатого зацепления.

8. В работе предложен ряд новых специальных систем расчета, обеспечивающих оптимизацию геометрии зубчатых передач по перечисленным выше критериям и приведены образцы блокирующих контуров, построенных по этим системам.

а. Предложены системы расчета по границам интерференции в зацеплении колес или в станочном зацеплении и соответствующие им блокирующие контуры, позволяющие получить передачи с коэффициентами перекрытия, значительно превышающими те, которые имеют большинство эксплуатируемых передач. Показано, в частности, как можно с помощью некоторых стандартных инструментов путем рационального выбора системы расчета, варианта расчета и коэффициентов смещения получить зубчатые пары с коэффициентом перекрытия $\varepsilon \geqslant 2{,}0$.

Исследованы закономерности изменения коэффициентов перекрытия по полю блокирующего контура при различных системах расчета, в том числе и при наиболее распространенной системе, сохраняющей стандартный радиальный зазор в зацеплении при любых смещениях и показаны методы определения смещений, обеспечивающих наибольший ε .

б. Предложены системы расчета и метод определения коэффициентов смещения, позволяющие получать передачи внутреннего зацепления с предельно достижимыми углами зацепления.

в. Предложена система расчета , позволяющая получать наименьшие коэффициенты удельного скольжения.

г. Предложена система расчета, позволяющая получать наименьшие коэффициенты ускоренного скольжения.

д. Рассмотрен вопрос о получении передач с наименьшим износом при учете одновременной работы двух пар зубьев (метод Л.Н.Решетова)

9. В работе проведен подробный анализ и дана сравнительная характеристика систем расчета, введенных в ГОСТ 19274-73 "Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внутреннего зацепления. Расчет геометрии". Показано, что применение системы, предложенной в таблице 2 стандарта, исходящей из отказа от учета конкретных параметров инструмента при проектировании, ведет зачастую к необходимости применять специальный инструмент.

10. В работе показано, что на блокирующие контуры, построенные при любой системе и варианте расчета, можно нанести изолинии качественных показателей, например изолинии коэффициентов перекрытия, коэффициентов полезного действия (по существующим на сегодня воззрениям на метод определения к.п.д. передач), коэффициентов формы зуба по различным существующим гипотезам и т.д. Указаны методы многопараметрической оптимизации геометрии зубчатых передач с помощью таких блокирующих контуров.

Основные положения диссертации опубликованы в работах:

1. Болотовский И.А., Копытова О.Ф., Безусловная область существования зубчатой пары внутреннего зацепления, в сб."Детали машин", вып. 63, Уфа, 1973.

2. Болотовский И.А., Копытова О.Ф., К вопросу о расположении полюса в передачах внутреннего зацепления, в сб. "Детали машин", вып 63, Уфа, 1973.

3. Болотовский И.А., Копытова О.Ф., Наибольшие коэффициенты перекрытия цилиндрических зубчатых передач, нарезаемых стандартным

инструментом, в сб."Теория механизмов и детали машин", вып.1,Уфа,1974.

4. Копытова О.Ф. Зубчатые передачи с выравненными ускоренными скольжениями, в сб."Теория механизмов и детали машин",вып.1,Уфа,1974.

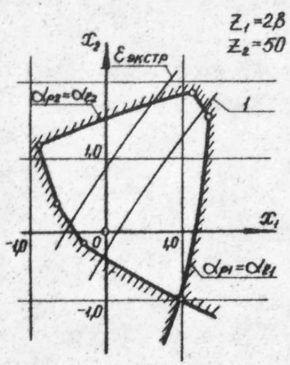


Рис. 1.

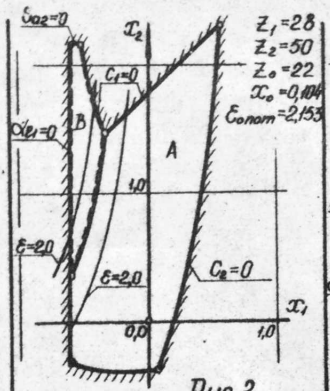


Рис. 2.

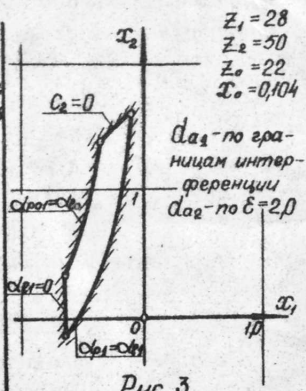


Рис. 3

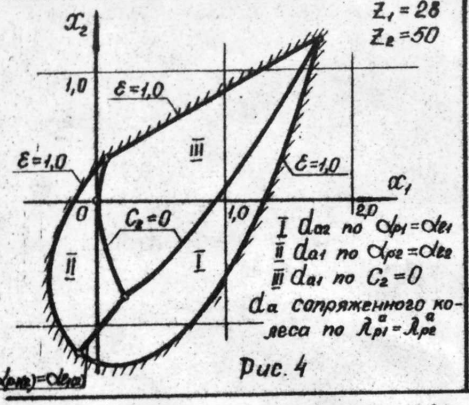


Рис. 4

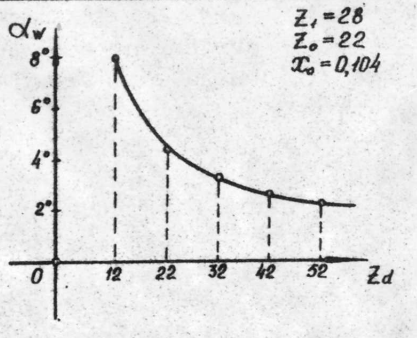
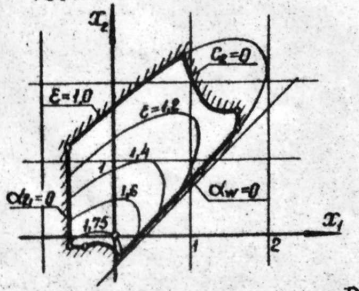


Рис. 5.

Расчет по таблице 2 ГОСТ 19274-73



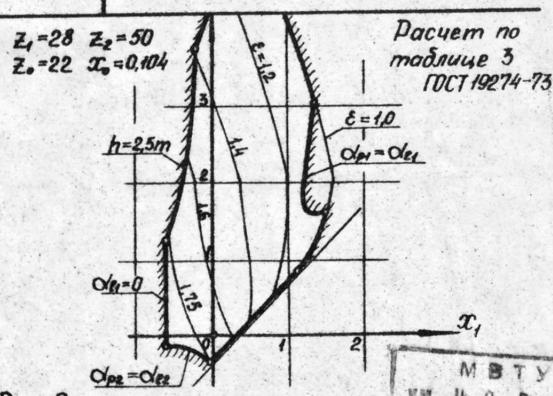


Рис. 6

МВТУ им. Н.Э. Баумана БИБЛИОТЕКА