

M239959

Министерство высшего и среднего специального образования СССР

Московское
ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени
высшее техническое училище имени Н. Э. Баумана

ЦИЛЕВИЧ Борис Наумович

СИНТЕЗ ЭВОЛЬВЕНТНЫХ ПЕРЕДАЧ ВНУТРЕННЕГО
ЗАЦЕПЛЕНИЯ ПРИ МАЛОЙ РАЗНОСТИ ЧИСЕЛ
ЗУБЬЕВ КОЛЕС

(Специальность 01.02.02 — Теория механизмов
и автоматических линий)

Диссертация написана на русском языке

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Работа выполнена в МВТУ им. Н. Э. Баумана.

Научный руководитель
кандидат технических наук, доцент Скворцова Н. А.

Официальные оппоненты:
доктор технических наук, профессор Лопухов Н. П.
кандидат технических наук, доцент Шувалов С. А.

Ведущее предприятие: ГСКБ Автопогрузчиков, г. Львов

Автореферат разослан 1974 г.

Защита диссертации состоится 28 X 1974 г.

на заседании
факультета МВТУ им. Н. Э. Бауманская 7005, 2-я

С диссер- е МВТУ
им. Н. Э. Ба

Отзывы ные пе-
чатью) прос

Учен В Л. Н.
кандидат те

M239959



1239959

Цилевич Б. Н. Синтез эволю

Качество зубчатых передач, являющихся наиболее ответственными узлами машин, во многом определяет надежность, вес и габариты последних.

Передачи внутреннего зацепления отличаются от передач внешнего зацепления компактностью, большая нагрузочная способность и высокий КПД.

Особенно большими преимуществами обладают передачи внутреннего зацепления с малой разностью чисел зубьев - Z_p , применение которых позволяет получить в планетарных передачах большой кинематический эффект, а в простых передачах - весьма малую разность угловых скоростей колес.

Внедрению этих передач препятствует сложность геометрического расчета и отсутствие рекомендаций для получения передач с определенными качественными характеристиками.

Данная работа посвящена синтезу эвольвентных передач внутреннего зацепления с заданными качественными параметрами при малом значении Z_p .

1. Состояние вопроса и задачи исследования

В передачах внутреннего зацепления при малой разности чисел зубьев колес Z_p возникает опасность интерференции (заклинивания) вершин зубьев при выходе из зацепления.

Вопросу уменьшения Z_p передач посвящены работы многих исследователей: Э. Бакингема, Я.М. Дикера, В.В. Добровольского и др. Большой вклад в этот вопрос внесли В.А. Гавриленко и Н.А. Скворцова, осуществившая передачу с $Z_p = 1$. В.М. Ястребов осуществил передачу с $Z_p = 0$, передающую вращение между параллельными валами.

Многие исследователи рассчитывают передачи с учетом параметров конкретного инструмента. Такой подход вызывает известные затруднения.

Совокупность параметров исходного контура инструмента оказывает существенное влияние на возможность создания передачи с высокими качественными показателями зацепления. Поиски в этом

6566321
1239959

направлении привели к появлению инструментов с нестандартным исходным контуром. Однако теория зацепления не располагает надежными критериями для сравнения инструментов с различными исходными контурами, что приводит к ошибочной оценке влияния отдельных параметров исходного контура, в частности угла зацепления.

В настоящее время в литературе наметилась тенденция рассчитывать передачи независимо от инструмента. Такой подход проявлен, в частности, Э.Б. Вулгаковым, предложившим рассчитывать передачу исходя из теоретически возможных участков эвольвент зубьев.

Однако, в работах Э.Б. Вулгакова нет конкретного материала по передачам внутреннего зацепления с малой разностью чисел зубьев колес.

Передачи внутреннего зацепления при малой разности чисел зубьев колес имеет некоторые особенности и их исследование весьма актуально.

^{передачи} В литературе имеется мало сведений по выбору параметров колес внутреннего зацепления с малой разностью чисел зубьев колес и тем более с заданными качественными характеристиками.

В связи с изложенным, автором были поставлены следующие задачи:

1. Исследовать отдельные теоретические вопросы геометрии передач внутреннего зацепления.

2. Разработать метод расчета передач внутреннего зацепления с заданными качественными параметрами при малом значении Z_p .

3. Предложить метод выбора стандартного инструмента для нарезания колес с конкретными параметрами и критерий для объективного сравнения инструментов с различными исходными контурами.

4. Произвести предлагаемым методом расчет мало изученного редуктора с поступательным движением колеса и экспериментально его исследовать.

II. Исследование области существования эвольвентных передач внутреннего зацепления с заданными параметрами.

§ I. Исследование отдельных вопросов геометрии передач внутреннего зацепления.

а) Основное уравнение зацепления.

Вывод основного уравнения зацепления произведен при помощи метода обращенного движения, полагая колесо с внутренними зубьями

-2-

ФУНДАМЕНТАЛЬНАЯ

М В Т У
И. И. З. Баулина
БИБЛИОТЕКА

неподвижным. В качестве математического аппарата применена теория огибающих.

Используемый метод дает более наглядное представление о процессе зацепления и возникающих при этом ограничениях.

Для исключения влияния угла исходного контура, характеризуем расположение эвольвент зубьев колес следующими величинами:

δ_1 - угол между эвольвентами зуба шестерни по основной окружности;

δ_2 - угол между эвольвентами впадины колеса по основной окружности.

В обратном движении траектории точек левого и правого эвольвентного профиля зуба шестерни представляют семейство гипоциклоид

$$\begin{aligned} x_{\text{лг}} &= A \sin \Psi + R_{12} \sin (\operatorname{inv} \alpha_{R_{12}} - i \Psi + \Psi) \\ y_{\text{лг}} &= A \cos \Psi + R_{12} \cos (\operatorname{inv} \alpha_{R_{12}} - i \Psi + \Psi) \end{aligned} \quad (1)$$

$$\begin{aligned} x_{\text{пг}} &= A \sin \Psi + R_{12} \sin [\delta_1 - (\operatorname{inv} \alpha_{R_{12}} + i \Psi - \Psi)] \\ y_{\text{пг}} &= A \cos \Psi + R_{12} \cos [\delta_1 - (\operatorname{inv} \alpha_{R_{12}} + i \Psi - \Psi)] \end{aligned} \quad (2)$$

где: x, y - оси неподвижной системы координат, связанной с центром колеса,

A - межосевое расстояние в передаче,

R_{12} - радиус произвольной точки эвольвентного профиля зуба,

$i = \frac{Z_2}{Z_1}$ - передаточное отношение,

Ψ - угол поворота водила,

δ_1 - угловая толщина эвольвентного профиля зуба шестерни по основной окружности.

Огибающие семейств гипоциклоид левых и правых точек профиля зуба шестерни

$$\begin{aligned} x_{\text{пз}} &= R_{22} \sin (\operatorname{inv} \alpha_{R_{22}} - \frac{i-1}{i} \operatorname{inv} \alpha) \\ y_{\text{пз}} &= R_{22} \cos (\operatorname{inv} \alpha_{R_{22}} - \frac{i-1}{i} \operatorname{inv} \alpha) \end{aligned} \quad (3)$$

$$\begin{aligned} x_{\text{лз}} &= R_{22} \sin (-\operatorname{inv} \alpha_{R_{22}} + \frac{i-1}{i} \operatorname{inv} \alpha + \frac{\delta_1}{i}) \\ y_{\text{лз}} &= R_{22} \cos (-\operatorname{inv} \alpha_{R_{22}} + \frac{i-1}{i} \operatorname{inv} \alpha + \frac{\delta_1}{i}) \end{aligned} \quad (4)$$

являются эвольвентами окружности радиуса $Z_{02} = i Z_{01}$, где:

Z_{01} - радиус основной окружности шестерни,

R_{22} - радиус произвольной точки профиля зуба колеса.

Полученные огибающие ограничивают впадины зубчатого колеса.

Размер каждой впадины определяется по основной окружности углом δ_2

Тогда основное уравнение беззазорного зацепления принимает вид

$$\delta_2 = \frac{2(i-1) \operatorname{inv} \alpha + \delta_1}{i}$$

или

$$\operatorname{inv} \alpha = \frac{i \delta_2 - \delta_1}{2(i-1)} \quad (5)$$

а соответствующее межосевое расстояние

$$A = \frac{z_{01}(i-1)}{\cos \alpha} \quad (6)$$

Уравнение (5) может быть записано следующим образом

$$\frac{\sin \alpha}{\cos \alpha} - \alpha = \frac{i \delta_2 - \delta_1}{2(i-1)}$$

и с учетом этого выражения уравнение (6) имеет следующий вид

$$A = \frac{z_{01}}{2 \sin \alpha} [i \delta_2 - \delta_1 + 2 \alpha (i-1)] \quad (7)$$

Это уравнение имеет то преимущество, что дает решение для зубчатой муфты ($i=1$; $\alpha = \frac{\pi}{2}$) со смещенными осями колес.

$$A = \frac{z_{01}}{2} (\delta_2 - \delta_1)$$

б) Явление заклинивания колес в передаче и срез зубьев в станочном зацеплении.

Гипоциклоида точки вершины зуба шестерни не только касается огибающей эвольвенты, но и при некоторых условиях пересекает ее, рис. 1*. Если вершина зуба колеса окажется ниже точки пересечения гипоциклоиды с эвольвентой, произойдет заклинивание передачи.

Радиус R_{22} точки пересечения эвольвенты гипоциклоидой определяется уравнением

$$\operatorname{inv} \alpha_{R_1} + x_1 - i (\operatorname{inv} \alpha_{R_{22}} + x_2) + (i-1) \operatorname{inv} \alpha = 0, \quad (8)$$

где:

$$x_1 = a_2 \cos \frac{R_{22}^2 - A^2 - R_1^2}{2AR_1}; \quad x_2 = a_2 \cos \frac{R_{22}^2 - A^2 + R_1^2}{2AR_{22}}.$$

В процессе станочного зацепления межосевое расстояние A_{CZ} является переменной величиной. Вершина зуба долбяка описывает при этом гипоциклоиды по уравнению 2, где $A = A_{CZ}$, рис. 1.

~~Указанные гипоциклоиды могут также пересекать огибающую в е-~~

*) Все рисунки приведены в конце автореферата.

Указанные гипоциклоиды могут также пересекать огибающую в ее конечном (расчетном по ур. 3) положении. Радиусы точек пересечения при различных A_c находим по ур. 8. График зависимости

$R_{22} = f(A_c)$ представлен на рис. 2. Наличие максимума на графике дает предпосылку определения R_{2max} аналитическим путем.

При переменном A_{cz} уравнение 9 принимает вид

$$F(A_{cz}, R_{22}) = 0. \quad (9)$$

В точке максимума R_{2max} при наиболее опасном межосевом расстоянии $A_{оп}$

$$\frac{\partial F}{\partial A_{cz}} = 0, \quad (10)$$

откуда

$$A_{оп} = (i_c - 1) \sqrt{\frac{R_{2max}^2 - R_u^2}{i_c^2 - 1}}. \quad (11)$$

После замены в ур. 8 величины A величиной $A_{оп}$ по уравнению 11, получим уравнение для определения R_{2max} :

$$\text{inv} \alpha_{Ru} + x_{ic} - i_c (\text{inv} \alpha_{R_{2max}} + x_{2c}) + (i_c - 1) \text{inv} \alpha_{p.c} = 0, \quad (12)$$

где

$$x_{ic} = a_2 \cos \frac{(i_c - 1)}{R_u} \sqrt{\frac{R_{2max}^2 - R_u^2}{i_c^2 - 1}};$$

$$x_{2c} = a_2 \cos \frac{i_c - 1}{R_{2max}} \sqrt{\frac{R_{2max}^2 - R_u^2}{i_c^2 - 1}}.$$

Из рис. 1 следует, что в станочном зацеплении при расчетном межосевом расстоянии "заклинивания" вершин быть не может, т.к. наиболее опасные по срезу ветви гипоциклоид расположены всегда выше расчетной (конечной) гипоциклоиды.

в) К вопросу о существовании эвольвентной передачи с $\alpha = 0^\circ$.

При угле зацепления $\alpha = 0^\circ$ основные окружности колес касаются в полосе зацепления (рис. 3). Касательная к основным окружностям является общей нормалью к эвольвентам. Анализ взаимного расположения эвольвент показывает, что эвольвенты не только касаются на общей нормали, но и пересекаются и эвольвента $\mathcal{Z}_2$ оказывается расположенной внутри эвольвенты $\mathcal{Z}_1$, что свидетельствует о невозможности такой передачи.

При повороте образующей прямой OP на угол β вокруг соответствующих основных окружностей отрезки MF и CD будут параллельны. Проведя касательную в т. C получим отрезки

$$MS = (z_{02} - z_{01})(\beta - \sin \beta) \quad \text{и} \quad CS = (z_{02} - z_{01})(1 - \cos \beta)$$

Так как указанные отрезки всегда положительны, взаимное расположение эвольвент на рис. 3 соответствует изображенному, что свидетельствует о невозможности существования передачи внутреннего зацепления с $\alpha = 0^\circ$.

§ 2. а) Синтез передач внутреннего зацепления при малой разности чисел зубьев колес

Зубчатые колеса можно проектировать независимо от способа изготовления, добиваясь лучшей несущей способности или других требований для конкретных условий работы.

Эвольвентные профили зубьев колес передачи полностью характеризуются радиусами вершин R и дугowymi толщинами S_R на этих радиусах.

Обоснованный выбор этих величин для пары колес можно осуществить путем совместного решения системы 4-х уравнений, характеризующих качественные требования к зубьям колес и передаче.

Основные требования в передачах с малым значением Z_p заключаются в необходимости обеспечить заданный коэффициент перекрытия ε_0 , отсутствие интерференции и достаточное притупление зубьев.

Притупление зубьев удобно выражать в долях модуля по основной окружности

$$S_{R_1} = K_1 m_0 \quad ; \quad S_{R_2} = K_2 m_0 ,$$

где K — коэффициент притупления.

Для исключения масштаба передач исследование проведено в относительных размерах

$$\xi_1 = \frac{S_{R_1}}{Z_{o1}} = \frac{2K_1}{Z_1} ; \quad \xi_2 = \frac{S_{R_2}}{Z_{o2}} = \frac{2K_2}{Z_2} ; \quad z_1 = \frac{R_1}{Z_{o1}} ; \quad z_2 = \frac{R_2}{Z_{o2}} .$$

Величины K_1 , K_2 , z_1 , z_2 , именуем главными параметрами.

Угловые размеры колес в функции главных параметров

$$\delta_1 = 2 \left(\text{inv} \alpha_{z_1} + \frac{K_1}{z_1 Z_1} \right) ; \quad (13)$$

$$\delta_2 = 2 \left(\frac{\pi}{Z_2} + \text{inv} \alpha_{z_1} - \frac{K_2}{z_2 Z_2} \right) . \quad (14)$$

В данной работе притупления зубьев приняты равными, т.к. предварительное исследование не выявило заметного улучшения качественных показателей передач при различных соотношениях притуплений. При назначении определенных значений притуплений K_0 система 4-х уравнений сводится к системе 2-х уравнений.

В качестве основных требований к передаче поставлено условие получения передачи с определенным значением ε_0 и находящейся

на грани заклинивания.

Основные уравнения имеют в главных параметрах следующий вид.

Уравнение коэффициента перекрытия

$$\frac{2\pi\epsilon_0}{z_1} + i\sqrt{z_2^2 - 1} - \sqrt{z_1^2 - 1} - (i-1)\operatorname{tg}\alpha = 0, \quad (15)$$

где угол зацепления α

$$\operatorname{inv}\alpha = \frac{1}{i-1} \left[\frac{\pi}{z_1} - \frac{K_0}{z_1} \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) + i\operatorname{inv}\alpha_{z_2} - i\operatorname{inv}\alpha_{z_1} \right].$$

Уравнение начала заклинивания

$$\frac{\pi}{z_1} - \frac{K_0}{z_1} \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) + \mathcal{X}_1 - i\mathcal{X}_2 = 0, \quad (16)$$

где

$$\mathcal{X}_1 = a_2 \cos \frac{i^2 z_2^2 - z_1^2 - (i-1)^2 (\operatorname{tg}^2 \alpha + 1)}{2(i-1)z_1 \sqrt{\operatorname{tg}^2 \alpha + 1}}; \quad \mathcal{X}_2 = a_2 \cos \frac{i^2 z_2^2 - z_1^2 + (i-1)^2 (\operatorname{tg}^2 \alpha + 1)}{2i(i-1)z_2 \sqrt{\operatorname{tg}^2 \alpha + 1}}.$$

Система уравнений (15, 16) решена для $Z_p = 1+6$ при $K_0 = 0,2 + 0,6$ и $\epsilon_0 = 1 + 1,6$ для $z_1 = 20 + 100$. Результат решения представлен типовым графиком на рис. 4.

Анализ графиков приводит к следующим заключениям:

при постоянных значениях Z_p , ϵ_0 и K_0 угол зацепления практически не зависит от числа зубьев передачи;

угол зацепления с увеличением Z_p резко уменьшается, что позволяет осуществить передачу с $\alpha = 20^\circ$ при $Z_p = 6$.

б) Синтез зубчатых муфт со смещенными осями колес

Метод определения главных параметров колес из системы уравнений, выражающих качественные требования к передаче, применен и к зубчатой муфте.

В качестве основных требований поставлены следующие:

обеспечить заданный коэффициент перекрытия ϵ_0 ;

обеспечить заданное относительное межосевое расстояние $a_0 = \frac{A_0}{\epsilon_0}$.

Указанные требования при заданных значениях $K_1 = K_2 = K_0$ в функции главных параметров принимают вид:

уравнение коэффициента перекрытия

$$\epsilon_0 = \frac{z}{2\pi} (a_0 + \sqrt{z_1^2 - 1} - \sqrt{z_2^2 - 1}); \quad (17)$$

уравнение относительного межосевого расстояния

$$a_0 = \frac{1}{z} \left[\pi - K_0 \left(\frac{1}{z_2} + \frac{1}{z_1} \right) \right] + i\operatorname{inv}\alpha_{z_2} - i\operatorname{inv}\alpha_{z_1}. \quad (18)$$

Расчет системы уравнений 17 и 18 произведен при

$$\alpha_0 = 0,02 + 0,1; \quad K_0 = 0 + 0,5; \quad \varepsilon_0 = 1 + 1,6.$$

Результат решения представлен типовым графиком рис. 5.

Из графиков следует, что при $\alpha_0 = \text{const}$ для всех значений ε_0 число зубьев муфты ограничено некоторым средним значением Z_{max} .

§ 3. Область существования параметров отдельных колес

Участок линии зацепления, отсекаемый радиусами вершин и граничной окружности любого колеса, всегда больше рабочего участка

линии зацепления. Следовательно, отношение его длины к основному шагу — "собственный" коэффициент перекрытия ε_c — больше ε_0 передачи.

С увеличением угловой толщины зуба (впадины) ε_c возрастает до наибольшего значения при $\delta = \frac{2\pi}{Z}$, а затем резко уменьшается за счет теоретического заострения впадин (рис. 6). Линия $\varepsilon_c = \varepsilon_0$ определяет наибольшие и наименьшие значения δ .

Располагая значениями δ_{min} и δ_{max} , легко определить Z_{imin} и Z_{imax} при условии определенного притупления или полного заострения зубьев.

III. Выбор зуборезного инструмента для изготовления колес с заданными параметрами

С целью оценки пригодности инструмента для нарезания зубчатых колес предложены графики, названные паспортной диаграммой инструмента, представляющие область существования размеров колес, которые могут быть изготовлены данным инструментом. Графики представляют радиусы характерных точек зуба колеса в зависимости от числа его зубьев при фиксированной угловой толщине зуба.

Под характерными точками понимаются максимально (минимально) возможный радиус вершины шестерни (колеса), радиус граничной окружности и радиус впадин.

§ I. Область существования колес с внешними зубьями, нарезанными долбяком

При нарезании шестерни с параметрами Z_1 и δ_1 конкретным долбяком с параметрами m , Z_d , α_0 , δ_d , R_d , $R_{d\Gamma}$, $R_{d\text{в}}$ легко определить относительные размеры шестерни:

I. Максимально возможный радиус вершин зубьев

$$Z_1 = \min(Z_{1\Gamma}, Z_{13}, Z_{1\text{в}}), \quad \text{где}$$

$Z_{1\Gamma}$ — радиус вершин зубьев, ограниченный попаданием на

- радиус граничной окружности инструмента,
 z_{13} - радиус вершин заостренных зубьев,
 z_{106} - радиус вершин зубьев, ограниченный окружностью
 впадин инструмента.
 2. z_{1r} - радиус граничной окружности.
 3. z_{1b} - радиус окружности впадин.

Границы возможных значений δ_1 определяются из условия, что $\varepsilon_c \geq 1$ и подрез зубьев исключен. Начальные и конечные значения величин z_1, z_{1r}, z_{1b} , для которых выполняется условие

$$\varepsilon_c = \frac{\sqrt{z_1^2 - 1} - \sqrt{z_{1r}^2 - 1}}{2\pi} \cdot z_1 \geq 1,$$

являются границами существования этих величин при фиксированном значении δ_1 .

Полученные таким образом величины изображены в координатных осях $z - z_1$, где соединены линиями равных δ_1 . Через начальные и конечные значения величин z_1, z_{1r}, z_{1b} проведены контурные линии, ограничивающие область существования размеров колес, которые могут быть изготовлены данным инструментом, рис. 7.

§ 2. Область существования колес с внутренними зубьями, нарезанными долбяком

Аналогичный расчет проводится для колес с внутренними зубьями. Определяется:

1. Минимально возможный радиус вершин зубьев

$$z_2 = \max(z_{2ur}, z_{23}, z_{206}, z_{2c}), \quad \text{где}$$

z_{2c} - радиус среза вершин зуба колеса; 2. z_{2r} ; 3. z_{2b} .

По условию

$$\varepsilon_c = \frac{\sqrt{z_{2r}^2 - 1} - \sqrt{z_2^2 - 1}}{2\pi} \cdot z_2 \geq 1$$

находим начальные и конечные значения искомых величин.

Полученные таким образом величины изображены в координатных осях $z - z_2$, где соединены также линиями равных δ_2 . Через начальные и конечные значения величин z_2, z_{2r} и z_{2b} проведены контурные линии, ограничивающие область существования размеров колес, которые могут быть изготовлены данным инструментом (рис. 8).

§ 3. Сравнение инструментов с различными исходными контурами

Паспортные диаграммы инструмента могут служить не только для определения его пригодности в частных случаях, но и для сравнения инструментов с различными исходными контурами или различной степенью износа.

Область существования размеров передач, которые могут быть изготовлены данным инструментом, характеризуется абсолютной площадью графика и положением его контура в системе координат $\gamma-Z$.

Очевидно, что инструмент с неудачно выбранными параметрами исходного контура будет иметь меньшую площадь графика.

Сравнение инструментов с различными исходными контурами для исключения влияния числа зубьев на площадь графика следует производить при одинаковом числе зубьев Z_u .

Построение графиков в относительных размерах исключает влияние модуля (масштаба) передачи.

IV. Экспериментальное исследование планетарного редуктора с поступательным движением колеса

В экспериментальной части диссертации дан анализ конструктивных особенностей редукторов внутреннего зацепления с малым значением Z_p , приведены примеры проектирования передач с заданными качественными параметрами и исследован планетарный редуктор с поступательным движением колеса на параллельных кривошипах.

Особенностью испытанного планетарного редуктора является расположение колеса с внутренними зубьями на 3-х параллельных кривошипах, один из которых приводится во вращение двигателем.

Тихоходный вал шестерни является полым, что позволяет расположить внутри его волноводные трубы и другие элементы конструкции.

В результате испытания определены КПД этого редуктора в зависимости от оборотов и момента нагружения. При $i = 97$ среднее значение КПД $\eta = 0,75$, редуктор несамотормозящийся. При оборотах электродвигателя $n \geq 1500$ об/мин в редукторе возникают крутильные колебания валов кривошипов, которые послужили ограничением допустимого числа оборотов. Возникновение крутильных колебаний объяснено периодическим изменением суммарной жесткости механизма

параллельных кривошипов. За счет более рационального расположения параллельных кривошипов намечен путь к уменьшению вибрации.

Исследованный редуктор может найти применение в промышленности, там где требуются большие передаточные отношения и сравнительно невысокие обороты ведущего вала ($n \leq 1500$ об/мин).

В настоящее время редукторы этого типа внедрены в серию устройств, предназначенных для настройки и испытания антенн.

Основные выводы

1. В результате теоретического исследования внутренних эвольвентных передач

а) получен более общий вид основного уравнения зацепления.

б) показана единая природа явлений заклинивания зубьев передачи и среза их в станочном зацеплении. Получено точное уравнение для определения радиуса начала среза зубьев,

в) доказана неосуществимость передачи с углом зацепления

$$\alpha = 0^\circ.$$

2. Предложен метод синтеза передач внутреннего зацепления с малым значением Z_p (до нуля) независимо от инструмента, позволивший получить параметры колес передач с заранее назначенными качественными показателями.

3. Предложен метод построения графиков области существования размеров колес, которые могут быть изготовлены конкретным инструментом. Графики облегчают процесс выбора инструмента для нарезания колес с заданными параметрами и позволяют объективно сравнить инструменты с различными исходными контурами.

4. Экспериментальное исследование подтверждает высокий КПД планетарных редукторов внутреннего зацепления при малом значении Z_p .

В редукторе с поступательным движением колеса на параллельных кривошипах выявлена причина возникновения вибрации и намечен путь ее уменьшения.

Результаты работы докладывались и обсуждались:

1. На заседании комитета зубчатых передач, Москва, 1971 г.
2. На заседании комитета зубчатых передач, Ленинград, 1973 г.
3. На заседании комитета зубчатых передач, Ленинград, 1973 г.

Основное содержание диссертации опубликовано в следующих работах:

1. Скворцова Н.А., Цилевич Б.Н. Расчет внутренней эвольвентной передачи с заданными параметрами. Труды МВТУ № 160, Теория механизмов, выпуск 6, 1973 г.

2. Скворцова Н.А., Цилевич Б.Н. Зубчатая муфта со смещенными осями колес. Изв. вузов, "Машиностроение" № 9, 1973.

3. Цилевич Б.Н., Ваксенбург С.И. Устройство для вращения и качания малого зеркала антенной системы. Авторское свидетельство № 325656.

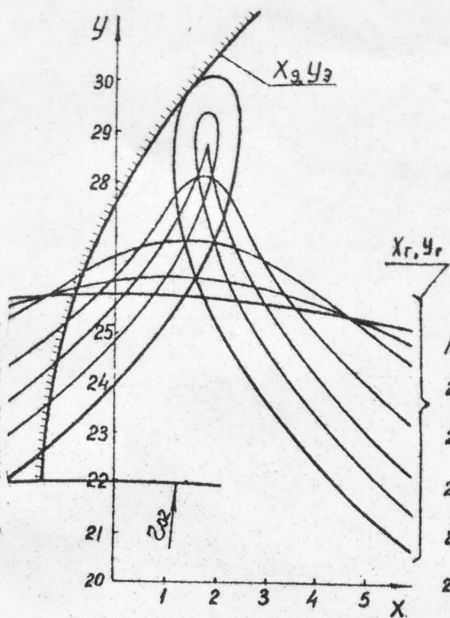


Рис. 1

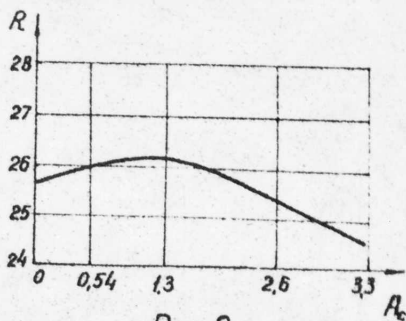


Рис. 2

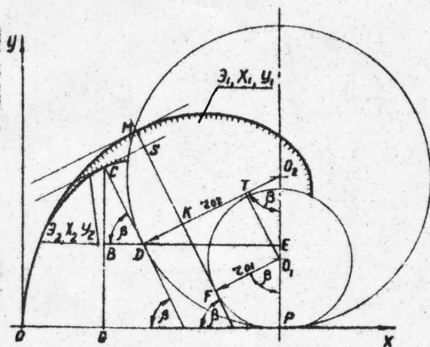


Рис. 3

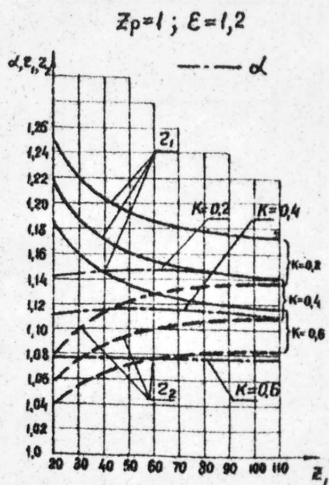


Рис. 4

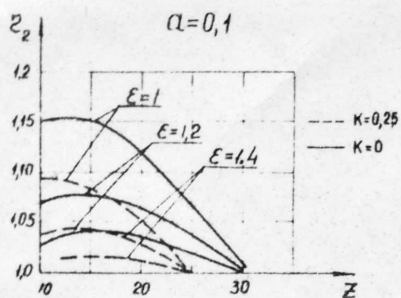


Рис. 5

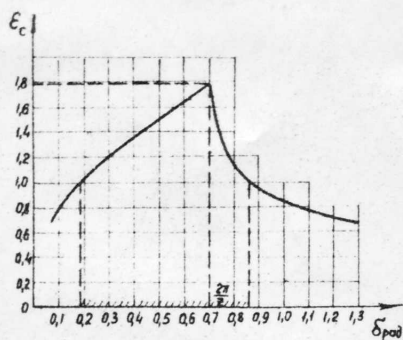


Рис. 6

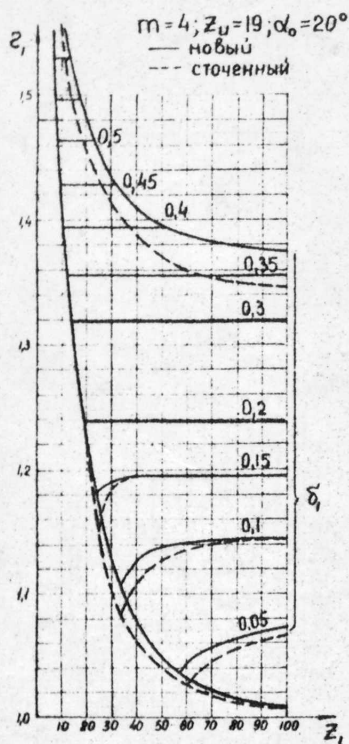


Рис. 7

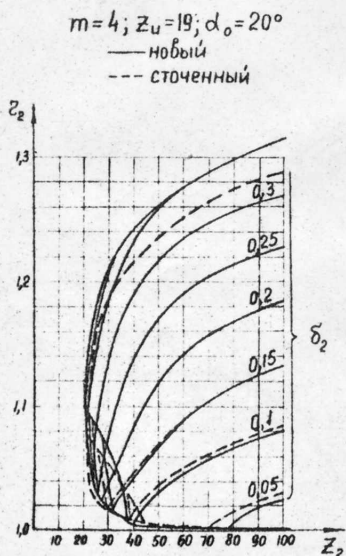


Рис. 8