

М384690

Министерство высшего и среднего специального образования СССР

НА ДОМ
НЕ ВЫДАЕТСЯ

Московское ордена Ленина, ордена Октябрьской Революции и
ордена Трудового Красного Знамени высшее техническое
училище им. Н.Э.Баумана

На правах рукописи

КЛИМОВ Владимир Николаевич

УПРАВЛЕНИЕ КАЧЕСТВОМ МЕЛКОМОДУЛЬНЫХ ЗУБЧАТЫХ ПОВЫШАЮЩИХ
ПЕРЕДАЧ И СТАНДАРТИЗАЦИЯ ИХ ПАРАМЕТРОВ

Специальность 08.00.20

Стандартизация и управление качеством продукции

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Москва

1981

Работа выполнена в Московском ордена Ленина, ордена Октябрьской
Революции и ордена Трудового Красного Знамени высшем техническом
училище имени Н.Э. Баумана

Научный руководитель - доктор технических наук ,
профессор О.Ф.Тищенко

Официальные оппоненты - доктор технических наук ,
профессор В.И.Голиков

- кандидат технических наук ,
заведующий сектором И.Л.Белкин

Ведущее предприятие - МЧЗ , г.Москва

Защита диссертации состоится "___"_____ 1981 г.
на заседании специализированного Совета К 053.15.16 МВТУ им.
Баумана по адресу : Москва, 107005, 2-ая Бауманская ул., дом 5.

Ваши отзывы на автореферат с
печатью, просим направлять по

С диссертацией можно озна-
комиться в библиотеке
Н.Э.Баумана .

Автореферат разослан "___"

Ученый секретарь Совета,
кандидат технических наук ,
доцент

Л - 86203 от 26.У. Объявлено в I п.

Тип. МВТУ , Ротопринт , Моск

МЗ84690

Актуальность темы. Главная задача одиннадцатой пятилетки состоит в повышении эффективности производства и улучшении качества изделий. В решениях XXVI съезда КПСС подчеркивается, что для достижения этой цели необходимо развивать комплексные системы управления качеством продукции (КС УКП), основанные на Государственной системе стандартизации. Одной из важнейших задач КС УКП в приборостроении является планомерное улучшение показателей качества продукции, сокращение на основе рациональной унификации номенклатуры приборов, их элементов, материалов и режущего инструмента.

Неотъемлемой частью многих приборов являются мелко модульные зубчатые повышающие и понижающие передачи. Для управления качеством проектирования понижающих передач с эвольвентным профилем разработаны и успешно применяются методы, основанные на стандартизации режущего инструмента и заключающиеся в оптимизации геометрических, точностных и прочностных характеристик зацепления, за счет смещения производящего контура режущего инструмента. Научные работы по теории мелко модульных повышающих передач с часовым профилем, имеющих большие передаточные числа и малое число зубьев на ведомой шестерне, были посвящены, в основном, оптимизации параметров профилей зубьев колес и шестерен, стандартизации этих параметров и только частично затрагивали вопросы унификации и управления качеством зубчатых передач на стадии их проектирования. Стандартизация геометрических параметров профилей зубьев, а не параметров производящих контуров, как это сделано для эвольвентного зацепления, привела к необоснованно большой номенклатуре модулей и самих производящих контуров, затрудняющей организацию специализированного производства режущего инструмента и отдельных зубчатых колес, ограничивающей возможности оптимизации конструкций приборов при их проектировании и снижающей уровень взаимозаменяемости зубчатых колес одного модуля. В этих условиях появилась необходимость проведения новой работы, в которой бы на основе установленных взаимосвязей между параметрами зубчатых передач, параметрами производящих контуров и функциональными показателями качества зубчатых передач были разработаны рекомендации по унификации основных параметров рассматриваемых передач и по управлению качеством зубчатых механизмов на стадии проектирования.

I

М В Т У
им. Н. Э. Баумана
БИБЛИОТЕКА

НТБ МГТУ им. Н. Э. Баумана



1384690

Климов В. Н. Управление кач

Цель работы. Повышение эффективности проектирования и качества изготовления зубчатых повышающих механизмов приборов путем разработки методов управления функциональными показателями этих механизмов, а также улучшения показателей унификации и показателей технологичности основных параметров рассматриваемого типа передач.

Методы исследований. При выполнении работы были использованы методы теории плоских зацеплений, методы математического программирования и моделирования на ЭВМ, методы теории вероятностей и метод наименьших квадратов. Экспериментальные исследования, проведенные на приборах, изготовленных при участии автора, подтвердили правильность теоретических положений диссертации.

Научная новизна работы. Разработаны математические модели, с помощью которых определены зависимости функциональных показателей качества зубчатых повышающих передач с часовым профилем от чисел зубьев колес, модулей и параметров профилей зубьев колес, зависимости параметров исходных производящих контуров от числа зубьев колес и шестерен, а также исследовано влияние параметров производящих контуров на профильную модификацию зубьев колес. На основании анализа этих зависимостей, обобщения опыта стандартизации зубчатых передач в машиностроении и приборостроении предложены методы управления качеством проектирования рассматриваемого вида передач и новый принцип стандартизации их параметров. Разработан метод построения производящих контуров рейки для зубчатых колес с часовым профилем путем оптимизации аппроксимации теоретического контура четырьмя дугами окружностей и прямой линией с точностью до 0,001–0,002 модуля. Действительный профиль зуба колеса при таком производящем контуре, по существу, представляет собой модифицированный эвольвентный профиль.

Практическая ценность. На основании проведенных исследований доказана возможность сокращения номенклатуры модулей и исходных производящих контуров для обката зубчатых колес, спроектированных по ГОСТ 13678–73, что позволяет сократить более чем в 20 раз номенклатуру режущего инструмента и создает основу для специализированного его производства. Разработана и внедрена методика, обеспечивающая единый подход при проектировании производящих контуров рассматриваемого типа передач на предприятиях приборостроительной промышленности. Предложенные в работе зависимости и формулы позволяют управлять качеством механизмов приборов

на стадии проектирования. В работе даны также рекомендации в виде методик и таблиц по усовершенствованию стандарта на передачи зубчатые цилиндрические мелко модульные повышающие.

Реализация работы в промышленности. Результаты диссертационной работы внедрены в виде рекомендаций для разработки стандарта ОСТ 25.128-79 "Фрезы червячные однозаходные мелко модульные для цилиндрических зубчатых колес часового зацепления", "Таблиц профилей фрез для нарезания колес и шестерен (трибов) повышающих передач по ГОСТ 13678-73", рекомендаций для разработки РТМ 25.198-75 "Методы и средства контроля геометрических параметров деталей и узлов зубчатых передач с часовым профилем", "Методических указаний по унификации зубчатых передач часовых механизмов и зуборезного инструмента для изготовления зубчатых колес", а также при разработке приборов для экспериментального исследования мелко модульных зубчатых передач.

Апробация работы. Основные положения диссертации были доложены и обсуждены на научно-технических семинарах "Проектирование технологии изготовления и контроль деталей и механизмов в точном приборостроении (Москва, 1973)", "Информационные измерительные системы и точность в приборостроении" (Москва, 1975), "Прогрессивные методы конструирования и изготовления мелко модульных зубчатых передач и механизмов в точном приборостроении" (Москва, 1975), на Всесоюзной научно-технической конференции "Современное состояние и перспективы развития приборов времени и технологии их производства" (Минск, 1975), на научно-техническом семинаре "Усовершенствование зубчатых передач часовых механизмов" (Минск, 1977), на Всесоюзной научно-технической конференции "Разработка и освоение в производстве электронно-механических часов и приборов времени" (Углич, 1979), на Четвертой научно-технической конференции МВТУ им. Баумана "Приборостроение" (Москва, 1980).

Публикация. По материалам диссертации опубликовано 10 печатных работ, из них 5 работ в соавторстве.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, пяти глав, основных результатов исследования и выводов, списка литературы, включающего 141 библиографическое наименование и приложения. Диссертация изложена на 148 страницах машинописного текста, который поясняется 67 рисунками и 31 таблицей. Приложение содержит 106 страниц.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

В первой главе диссертации рассматривается современное состояние вопроса и формулируются основные задачи исследования.

Многие задачи теории зацепления мелко модульных зубчатых повышающих передач с часовым профилем решены благодаря работам советских и зарубежных ученых: О.Ф.Тищенко, Н.Н.Зябровой, С.П.Тарасова, М.Я.Кашепава, Г.В.Гродзенского, В.В.Мельника, Г.А.Саврасова, *Z. Mzugalski, F. Assmus, E. Kern, A. Migeon* и других. В этих работах был установлен ряд аналитических зависимостей, позволяющих рассчитать функциональные показатели качества передач и параметры профиля зуба режущего инструмента. Полученные зависимости и взаимосвязь между ними были очень сложны, поэтому до внедрения ЭВМ, аналитические методы исследования не находили применения на практике. При разработке нормалей и ГОСТов применялись графоаналитические методы. С помощью них была проведена оптимизация, а затем стандартизация основных геометрических параметров профилей зубьев колес и шестерен. Стандартизация профилей зубьев колес, а не производящих контуров инструмента привела к двум экономически нецелесообразным факторам. Во-первых, геометрические параметры стандартных профилей зубьев зависят от числа зубьев как колес, так и шестерен, поэтому для изготовления зубчатых колес одного модуля требуется столько червячных и дисковых фрез, сколько существует типоразмеров зубчатых колес. Во-вторых, стандартное часовое зацепление нельзя вписывать в заданное межосевое расстояние подбором коэффициентов смещения, в связи с чем на практике применяется очень большая номенклатура модулей.

В появившихся в последнее время работах (И.А.Басс, С.П.Ганчев, Т.Б.Скриванек), посвященных применению ЭВМ при исследовании и проектировании режущего инструмента, не анализируется влияние чисел зубьев на функциональные показатели качества передач и параметры производящих контуров, поэтому на основании этих исследований невозможно провести конструкторско-технологическую унификацию, как основных параметров рассматриваемых зубчатых передач, так и режущего инструмента, а также управлять качеством механизмов приборов на стадии их проектирования.

На основании анализа отечественной литературы, зарубежных источников и научно-производственных данных для достижения пос-

тавленной в работе цели были сформулированы следующие основные задачи.

1. Определить влияние модулей, параметров профилей и чисел зубьев колес, шестерен, на функциональные показатели качества зубчатых повышающих передач с часовым профилем.

2. Исследовать возможность применения одного производящего контура для обкатки группы зубчатых колес одинакового модуля, спроектированных по ГОСТ 13678-73.

3. Разработать методы управления качеством повышающих передач, спроектированных по ГОСТ 13678-73, и рекомендации по усовершенствованию этого стандарта.

Вторая глава посвящена разработке основ управления качеством мелкомодульных повышающих передач на стадии проектирования.

Одним из важнейших принципов управления качеством является принцип комплексности управления, основанный на реализации взаимосвязанных технических, организационных и экономических мероприятий, как на стадии исследования, так и на стадиях проектирования и изготовления. В соответствии с этим принципом в работе были проанализированы типовые конструкции приборов и исследованы зависимости функциональных показателей: углов входа шестерни в зацепление ($\varphi_{вх}$), мгновенных передаточных отношений угловых скоростей (i) и моментов вращения (i_M), их колебаний ($\Delta i, \Delta i_M$) при зацеплении одной пары зубьев, мгновенного (η) и среднего ($\eta_{ср}$) к.п.д., от чисел зубьев колес, шестерен, модулей, межосевых расстояний, коэффициентов трения и степеней точности.

Теоретическое исследование было проведено на ЭВМ при помощи разработанных автором математических моделей зацеплений (алгоритмы Ω_1 и Ω_2). На участке сопряжения головки зуба колеса с ножкой зуба шестерни, головки зуба колеса с головкой зуба шестерни, головки зуба шестерни с ножкой зуба колеса были использованы выражения

$$\varphi'_1 = f(\varphi_2), \varphi_2 = f(\varphi'_1), \Delta i = f(\varphi'_1, \varphi_2),$$
$$\Delta i_M = f(\varphi'_1, \varphi_2), \eta = f(\varphi'_1, \varphi_2),$$
полученные в работах О.Ф.Тищенко и А.П.Толстикова. Для сопряжения скругления головки зуба колеса с ножкой шестерни в диссертации выведены зависимости, имеющие вид

$$i = \frac{z_a \cos(\varphi_2 + \varphi'_1 + \delta_2)}{a \cos \varphi'_1 - z_a \cos(\varphi_2 + \varphi'_1 + \delta_2)}; \quad i_m = \frac{1}{i + m(1+i) \operatorname{tg} \varphi'_1};$$

$$\varphi'_1 = \arcsin \frac{z_a \sin(\varphi_2 + \delta_2)}{\sqrt{a^2 + z_a^2 - 2az_a \cos(\varphi_2 + \delta_2)}} + \arcsin \frac{\rho_{a2}}{\sqrt{a^2 + z_a^2 - 2az_a \cos(\varphi_2 + \delta_2)}};$$

$$\varphi_2 = \arcsin \frac{a \sin(\varphi_1 - \arcsin \rho_1 / z_1) - \rho_{a2}}{z_a} - \varphi_1 - \delta_2 - \arccos \frac{\rho_1}{z_1}$$

где $\varphi'_1, \varphi_1, \varphi_2$ — углы поворота шестерни и колеса;

$z_a, \rho_1, z_1, \rho_{a2}, \delta_2$ — параметры профилей зубьев колес и шестерен;

m — коэффициент трения;

a — межосевое расстояние.

В предложенных математических моделях углы входа зубьев в зацепление определяются только по зазору вышедшей из зацепления пары. В случае кромочного контакта этот зазор предлагается рассчитывать по формуле

$$\Delta = a \sin \varphi'_1 - z_a \sin(\varphi'_1 + \varphi_2 + \delta_2) - \rho_{a2}$$

Полученные зависимости величин $\eta_{\Sigma}, i, i_m, \Delta i, \Delta i_m, \eta$ и η_{cp} от параметров передач позволяют оптимизировать функциональные показатели механизмов приборов на стадии проектирования. Для уменьшения номенклатуры модулей в действующем ГОСТе 13678-73 предложено упорядочить передаточные числа в соответствии с рядом R_{40} . Одновременно выведено уравнение (I), при помощи которого можно распределить передаточные числа по ступеням двух соосно расположенных повышающих передач, и составлены таблицы для подбора чисел зубьев в каждой паре

$$U_0^3 + (2 - \frac{z_{12} b_3}{z_{14} b_1}) U_0 + (1 - 2 U_0 \frac{z_{12} b_3}{z_{14} b_1}) U_0 - U_0^2 \frac{z_{12} b_3}{z_{14} b_1} = 0 \quad (I)$$

где U_0 — общее передаточное число;

U_0 — передаточное число быстроходной передачи;

z_{12}, z_{14} — числа зубьев шестерен;

b_1, b_2 — ширина зубчатых венцов первого и второго колес.

В третьей главе диссертации проведено теоретическое исследование вопроса профилирования исходных производящих контуров (ИПК) зубчатых колес с часовым профилем и исследована возможность нарезания группы таких колес одним производящим контуром (ПК).

Исходный производящий контур реального профиля зуба фрезы представляет собой сложную функцию от числа зубьев колеса (Z_2) и шестерни (Z_1), находящихся в зацеплении, параметров профиля зуба колеса (Δc , ρ_2 , ρ_{a2} , ρ_f), радиуса обкатки (r_w) и параметра качения (φ).

$$\begin{aligned} x &= x(Z_1, Z_2, \Delta c, \rho_2, \rho_{a2}, \rho_f, r_w, \varphi) \\ y &= y(Z_1, Z_2, \Delta c, \rho_2, \rho_{a2}, \rho_f, r_w, \varphi) \end{aligned} \quad (2)$$

При выводе формул, конкретизирующих зависимости (2), для каждого участка исходного производящего контура, автором был использован метод М.Я.Кашепава. ИПК, полученный путем вычисления по формулам (2), не может быть воспроизведен при изготовлении, в связи с его сложностью и малыми геометрическими размерами, поэтому было предложено теоретический профиль модифицировать. В результате исследования было установлено, что производящий контур, полученный модификацией теоретического ИПК, должен состоять из дуг четырех окружностей и прямой линии, проведенной под углом α_{w0} к оси ОУ (рис. I).

$$\alpha_{w0} = \arcsin \frac{y_0 z_0 - x_0 \sqrt{x_0^2 + y_0^2 - z_0^2}}{x_0^2 + y_0^2}$$

где x_0, y_0, z_0 - комплексные параметры.

Разработанный в процессе исследования метод оптимизации аппроксимации теоретического ИПК дугами окружностей и прямой линией (алгоритм Ω_2) позволил получить максимальную погрешность аппроксимации ИПК порядка $0,001 \pm 0,002$ модуля в зависимости от числа зубьев, что в 5 ± 10 раз меньше, чем при расчете другими методами.

Далее в диссертации исследована возможность нарезания группы зубчатых колес одним ПК. При этом был разработан алгоритм расчета отклонений реальных профилей от стандартных профилей зубьев колес, спроектированных по ГОСТу 13678-73. Проверка предложенного способа аппроксимации методом обратной обкатки подтвердила эффективность алгоритма Ω_3 .

Оптимальное число зубьев колес, которое можно обкатать одним ПК было определено на основании анализа зависимостей таких параметров, как начальная высота ножки ИПК ($h_{wj0} = f(Z_1, Z_2)$),

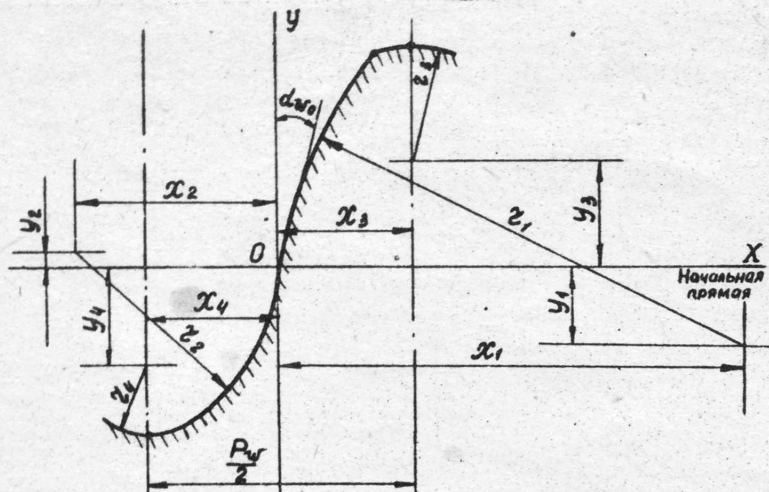


Рис.1. Производящий контур для нарезания зубчатых колес, спроектированных по ГОСТ 13678-73, методом обката.

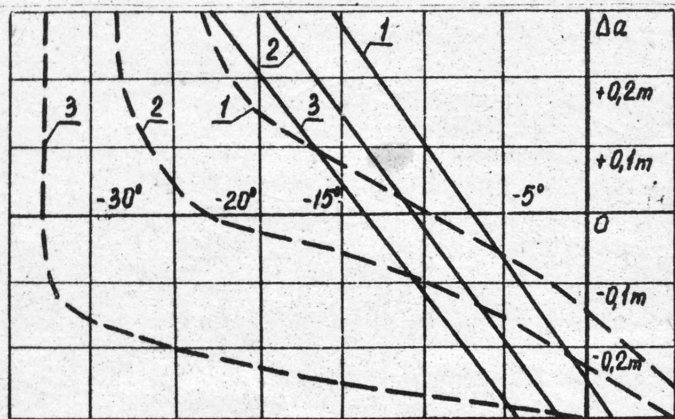


Рис.2. Зависимости углов входа зубьев шестерни в зацепление от погрешностей изготовления мелко модульной зубчатой повышающей передачи: сплошная линия - модифицированное эвольвентное зацепление, пунктирная - часовое зацепление.

1 - при $\Delta p_{t1} = \Delta p_{t2} = 0$; 2 - при $\Delta p_{t1} = +6$ мкм, $\Delta p_{t2} = 0$; 3 - при $\Delta p_{t1} = +6$ мкм, $\Delta p_{t2} = -6$ мкм.

начальный угол профиля ИПК ($\alpha_{н0} = f(\alpha_1, \alpha_2)$), максимальное расстояние между ИПК, предназначенными для нарезания отдельных зубчатых колес ($\Delta_{ог макс} = f(\alpha_1, \alpha_2)$), погрешности измерения зубчатых колес на проекторе часового типа ($\delta_{мет} = f(m)$ от числа зубьев колес шестерен и модулей).

Для выбора производящих контуров, которые можно использовать в качестве унифицированных для групп колес, исследовались зависимости максимальных отклонений ($\Delta f_{макс}$) реальных профилей зубьев колес у основания их ножек (неактивная часть профиля) от номеров ПК. Номер производящего контура соответствовал числу зубьев колес, для которых данный ПК предназначался. Унификация, проведенная данным методом, позволила уменьшить количество производящих контуров для наиболее часто применяемых чисел зубьев колес с 376 типоразмеров до 30 для модулей до 0,2 мм и до 42 для модулей свыше 0,2 мм. Анализ погрешностей, возникающих при обкатке зубьев колес унифицированными ПК, показал, что в среднем максимальная глубина модификации на головках зубьев ($\Delta_{а макс}$) колес (активная часть профиля) составляет 0,001 модуля, а у основания ножек зубьев (неактивная часть профиля зубьев) $\Delta f_{макс} = 0,014 + 0,015$ модуля.

• Из сравнения функциональных показателей качества передач, у которых колеса были обкатаны унифицированными ПК, с показателями качества передач, у которых колеса спроектированы по ГОСТ 13678-73, при различных погрешностях было установлено, что функциональные показатели качества отличаются очень незначительно (сотые и десятые доли процента).

Дальнейшее уменьшение количества типоразмеров производящих контуров, по сравнению с определенным выше, вызывает увеличение погрешности профилей зубьев колес у оснований ножек зубьев, но, поскольку этот участок не участвует в зацеплении, была исследована возможность унификации ПК до 20 типоразмеров для модулей до 0,2 мм. При исследовании этих производящих контуров было установлено, что показатели качества передач отличаются от стандартных не более, чем на 3-4%. Причем, при одних погрешностях лучшие значения имеют передачи, у которых колеса обкатаны унифицированными ПК, а в других передачи, у которых профили зубьев колес спроектированы по ГОСТ.

На базе исследований, проведенных в главах II и III в работе

разработаны методы управления качеством мелко модульных повышающих передач, спроектированных по ГОСТ 13678-73, учитывающие специфические особенности стандартизации этих передач, основанные на анализе зависимостей функциональных показателей качества от параметров передач и заключающиеся в оптимизации параметров зубчатых механизмов путем подбора передаточных чисел и чисел зубьев в каждой паре, унификации модулей и производящих контуров режущего инструмента.

В четвертой главе диссертации на основании исследований, проведенных в главах I-III, разработаны рекомендации по усовершенствованию ГОСТа 13678-73. В соответствии с общими тенденциями стандартизации зубчатых передач, новый ГОСТ в отличие от действующего стандарта, состоящего из двух разделов, рекомендуется составить из шести разделов: 1) исходные контуры, 2) модули, 3) передаточные числа, 4) допуски на изготовление зубчатых передач, 5) основные теоретические зависимости и алгоритмы, 6) расчет геометрических параметров профилей зубьев колес и шестерен, обкатанных стандартным режущим инструментом.

Исходные контуры. В основу стандарта должны быть положены технологические особенности всех методов зубообразования, а не только метод нарезания зубьев дисковыми фрезами, как это сделано в действующем ГОСТе.

Для зубчатых повышающих передач, изготавливаемых из металла, в качестве исходных контуров следует принять производящие контуры как червячных, так и дисковых фрез. Стандартизация производящих контуров, а не профилей зубьев колес и шестерен, как это сделано в ГОСТе 13678-73, позволяет избавиться от огромной номенклатуры режущего инструмента, создает основу для сокращения типоразмеров модулей и управления качеством проектирования путем подбора коэффициентов смещения и вписания передачи в заданное межосевое расстояние.

Анализ литературных источников и результатов исследований данной работы показывает, что для мелко модульных повышающих передач при проектировании и изготовлении колес и шестерен, находящихся в зацеплении, должны применяться разные ПК, а не один, как это принято в других отраслях приборостроения. В связи с малыми размерами профилей зубьев червячных фрез и сложностью их изготовления, стандартные ПК должны состоять из минимального количества образующих. Этим условием удовлетворяет контур, пред-

10

ставленный на рис. 1. При стандартизации размеров этого контура возможны два подхода.

В первом случае для стандартизации можно использовать параметры унифицированных ПК, определенные в данной работе. Профили зубьев колес, обкатанные этими производящими контурами, будут очень близки к стандартным часовым, однако, количество типоразмеров ПК будет относительно велико. Во втором случае часовое зацепление можно рассматривать, как модифицированное эвольвентное зацепление, для которого следует найти оптимальные с точки зрения унификации параметры. Количество типоразмеров ПК в последнем случае может быть уменьшено. Для оптимизации функциональных показателей качества модифицированного эвольвентного зацепления в работе была разработана методика исследования, в основу которой был положен анализ зависимостей углов входа зубьев в зацепление от углов поворота шестерни.

В предложенном зацеплении теоретические ИПК как для колес, так и для шестерен представляют собой рейки с прямолинейными образующими, имеющими одинаковый шаг по делительной прямой, и различные углы профиля шестерни (α_{o1}) и колеса (α_{o2}), а также высоты головок и ножек зубьев. При $\alpha_{o1} > \alpha_{o2}$ в передачах с одной стороны реализуется возможность нарезания шестерен с малым числом зубьев без смещения ИПК, а с другой появляется возможность увеличения высоты головок зубьев колес до значений, соответствующих часовому зацеплению. Передача, изготовленная при помощи этих ИПК, имеет кромочный контакт на выходе зубьев из зацепления, однако, углы входа в этом случае получаются минимальные. Автором работы доказано, что кромочный контакт можно ликвидировать, модифицируя теоретические ИПК как для колес, так и для шестерен, дугами окружностей с радиусами

$$\rho = |x \cos \alpha_{oi} + y \sin \alpha_{oi}|,$$

где x, y - координаты центров дуг модификации в долях модуля;

α_{oi} - углы профиля ИПК колеса или шестерни.

В качестве примера применения методики были определены оптимальные параметры производящих контуров для передачи 80/8, $m = 0,1$ мм. Анализ углов входа этой передачи и сравнение их с углами входа передачи с часовым профилем, спроектированной по ГОСТ (рис. 2), показал, что модифицированное эвольвентное

зацепление должно иметь лучшие моментные характеристики, чем часовое зацепление. Для подтверждения этого положения в главе У проведено экспериментальное исследование.

В работе также проанализированы и другие рекомендации по усовершенствованию стандарта на мелко модульные зубчатые повышающие передачи. В частности на основании исследования влияния коэффициентов радиусов кривизны головки зуба колеса и коэффициентов смещения окружности центров на функциональные показатели качества передач доказана возможность унификации этих параметров для пластмассовых зубчатых колес, имеющих ряд технологических особенностей по сравнению с колесами, изготавливаемыми из металла. В связи с широким внедрением в настоящее время кварцевых электронно-механических наручных часов, в диссертации разработаны также методические указания по применению результатов исследования при проектировании и анализе работы зубчатых передач этих механизмов.

Пятая глава посвящена экспериментальному исследованию зубчатых повышающих передач.

В работе показано, что наиболее комплексным показателем, зависящим от остальных характеристик зацепления, является мгновенное передаточное отношение моментов вращения (i_m). Для экспериментального подтверждения разработанных алгоритмов и программ автором был спроектирован и изготовлен прибор, на котором были исследованы моментные характеристики зубчатой передачи с часовым профилем ($u = 80/12$, $m = 0,298$ мм).

Моментные характеристики были сняты при номинальном межосевом расстоянии ($\Delta a = 0$) и отклонениях межосевого расстояния равных $\Delta a = +0,4$ и $\Delta a = -0,3$ модуля. Мгновенные передаточные отношений моментов вращения рассчитывались по формуле

$$i_m = \frac{M_{H1} + M_{01}}{M_2 - M_{02}}$$

где M_{H1} — величина мгновенного момента на шестерне, определяемая по моментным характеристикам;

M_2 — момент по валу колеса;

M_{01} — момент трения в опорах шестерни;

M_{02} — момент трения в опорах колеса.

Анализ полученных экспериментальных зависимостей показал, что характер этих зависимостей хорошо согласуется с теоретическими, рассчитанными по алгоритму Ω_2 , описанному в главе II.

Максимальные относительные погрешности от несовпадения кривых составляют при $\Delta a = +0,4$ модуля - 1,49%, при $\Delta a = 0$ - 1,55%, при $\Delta a = -0,3$ модуля - 8,8%.

В этой же главе на приборе Моментографе, разработанном в МВТУ им.Баумана с участием автора, исследованы моментные характеристики модифицированной эвольвентной передачи, образованной разными производящими контурами (см. глава IV) и проведено их сравнение с характеристиками стандартных передач. Исследование было выполнено с помощью шаблонов, изготовленных в масштабе 380 : 1 из латуни марки ЛС-59-I (зубья колеса) и стали 45 (зубья шестерни). Исследование подтвердило, что модифицированное эвольвентное зацепление, образованное разными производящими контурами, имеет лучшие моментные характеристики, чем часовое зацепление, рис.3, поэтому оно является перспективным для применения.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

1. Разработаны методы управления качеством мелко модульных зубчатых повышающих передач, основанные на анализе зависимостей функциональных показателей качества от параметров передач и унификации этих параметров. Проведена унификация модулей и производящих контуров, позволяющая более чем в 20 раз сократить номенклатуру режущего инструмента для изготовления колес с часовым профилем, спроектированных по ГОСТ 13678-73. Составлены рекомендации по усовершенствованию стандарта на рассматриваемые зубчатые передачи.
2. В диссертации в результате анализа параметров и характеристик мелко модульных зубчатых повышающих передач с часовым профилем разработаны математические модели зацепления с включением всех участков сопряжения профилей зубьев и проведено исследование зависимостей функциональных показателей качества от параметров данного вида передач, что является расширением теории мелко модульных зубчатых зацеплений.
3. Разработан метод оптимизации аппроксимации исходного производящего контура дугами окружностей и прямой линией с точностью до $0,001 \pm 0,002$ модуля, при помощи которого исследовано влияние параметров профилей зубьев колес на теоретические профили зубьев режущего инструмента, а также составлен алгоритм, с помощью которого исследовано влияние производящего контура на профильную модификацию зубьев колес. В результате этих исследований доказа-

Рис. 3.

Зависимость колебаний момента (в относительных величинах) мелкомодульной зубчатой повышающей передачи от погрешностей межосевого расстояния и окружных шагов колеса и шестерни :

1. $\Delta a = +0,3m$; 2. $\Delta a = 0$; 3. $\Delta a = -0,15m$;

а) $\Delta p_{\pi 1} = -6 \text{ мкм}$, $\Delta p_{t2} = +6 \text{ мкм}$;

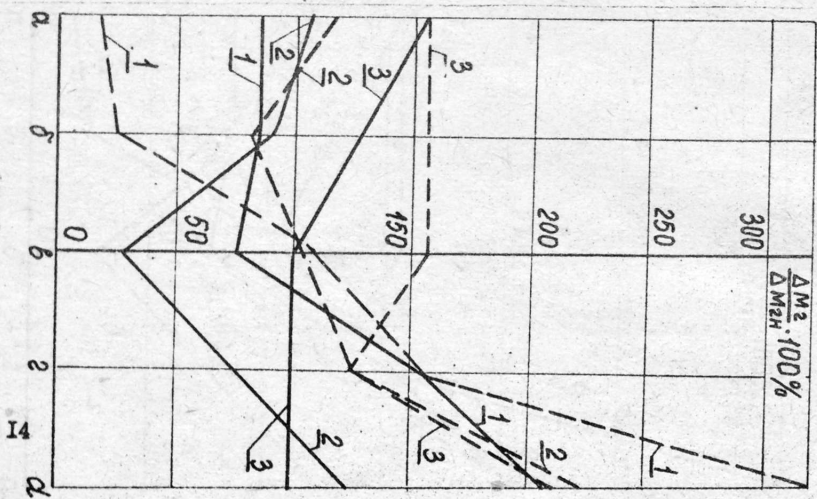
б) $\Delta p_{\pi 1} = -6 \text{ мкм}$, $\Delta p_{t2} = 0$;

в) $\Delta p_{\pi 1} = \Delta p_{t2} = 0$;

г) $\Delta p_{\pi 1} = +6 \text{ мкм}$, $\Delta p_{t2} = 0$;

д) $\Delta p_{\pi 1} = +6 \text{ мкм}$, $\Delta p_{t2} = -6 \text{ мкм}$.

Сплошная линия - модифицированное эвольвентное зацепление, пунктирная - зацепление с часовым профилем.



но, что при применении предложенного производящего контура часовой профиль, по существу, представляет собой модифицированный эвольвентный профиль.

4. Проведены экспериментальные исследования. Расхождения в результатах расчетов и экспериментов не превысили 10%.

5. Результаты диссертационной работы внедрены в виде рекомендаций для разработки стандарта ОСТ 25.128-79 "Фрезы червячные однозаходные мелко модульные для цилиндрических зубчатых колес часового зацепления", "Таблиц профилей фрез для нарезания колес и шестерен (трибов) повышающих передач по ГОСТ 13678-73" (приложение к ОСТ 25.128-79) и методики использования этих таблиц, рекомендаций для разработки РТМ 25.198-75 "Методы и средства контроля геометрических параметров деталей и узлов зубчатых передач с часовым профилем", "Методических указаний по унификации зубчатых передач часовых механизмов и зуборезного инструмента для изготовления зубчатых колес", а также при разработке приборов для экспериментального исследования мелко модульных зубчатых передач.

Основные положения диссертации опубликованы в следующих печатных работах.

1. Климов В.Н., Гродзенский Г.В. Разноконтурное зацепление для зубчатых передач приборов. - В кн. Проектирование технологии изготовления и контроля деталей и механизмов в точном приборостроении. Материалы семинара. М.: МДНТИ им.Дзержинского, 1973, с.44-47.
2. Гродзенский Г.В., Скриванек Т.Б., Климов В.Н. Аналитический расчет профиля часовых червячных фрез. - В кн.: Проблемы хронометрии. Труды НИИЧаспрома, М.: НИИЧаспром, вып.17, 1975, с.139-145.
3. Саврасов Г.А., Климов В.Н., Гродзенский Г.В. Некоторые особенности применения эвольвентного зацепления в мелко модульных ускоряющих передачах. - В кн.: Элементы приборных устройств. Труды МВТУ, М.: МВТУ им.Баумана, 1975, № 185, с.58-67.
4. Климов В.Н. Повышение точности и качества часовых зубчатых передач. - В кн.: Информационные измерительные системы и точность в приборостроении. Тез.докл. М.: МИЭМ, 1975, с.11-13.
5. Тищенко О.Ф., Климов В.Н., Веклин С.Б. Принципы унификации зубчатых колес и режущего инструмента для зубчатых передач приборов времени. - В кн.: Современное состояние и перспективы развития приборов времени и технология их производства. Тез.докл. Всесоюз.науч.-тех.конфер. М. В/О "Знание", 1975, с.46-47.

6. Климов В.Н. Об унификации зубчатых колес и режущего инструмента для зубчатых передач приборов времени. - В кн.: Состояние и тенденции развития приборов времени и технология их производства. Труды НИИЧаспрома. М.: НИИЧаспром, 1976, вып.21, с.46-52.
7. Климов В.Н. Проектирование зубчатых передач часового зацепления. - В кн.: Микроэлектроника в приборах времени. Труды НИИЧаспрома, М.: НИИЧаспром, 1978, с.40-43.
8. Климов В.Н. Выбор основных параметров зубчатых передач электронно-механических приборов времени. - В кн.: Разработка и освоение в производстве электронно-механических часов и приборов времени. Тез.докл. Всесоюз.науч.-техн.конфер., М.: 1979, Б/О "Знание", с.II-13.
9. Климов В.Н., Рябов Б.А., Саврасов Г.А. Прибор для экспериментального исследования мелкомодульных зубчатых ортогональных передач. - В кн.: Элементы и узлы электронно-механических часов и метрологическое обеспечение их производства. Труды НИИЧаспрома. М.: НИИЧаспром, 1980, с.93-96.