

11407145

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ СССР

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

На правах рукописи

ХОРОШЕВ АЛЕКСАНДР НИКОЛАЕВИЧ

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЧНОСТИ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ
ГИБКИХ КОЛЕС НЕГЕРМЕТИЧНЫХ ВОЛНОВЫХ ПЕРЕДАЧ

(специальность 05.02.02 - Машиноведение и
детали машин)

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

Москва

1983

Работа выполнена в Московском ордена Ленина и ордена
Октябрьской Революции энергетическом институте

Научный руководитель: доктор технических наук, профессор
Бидерман В.Л.

Официальные оппоненты: доктор технических наук, профессор
Алтуфов Н.А.
кандидат технических наук, доцент
Клеников С.С.

Ведущая организация: Институт проблем машиностроения
АН УССР

Защита состоится " 13 " сентября 1983 г.
на заседании специализированного совета К053.15.11
"Машиностроение" в Московском высшем техническом училище
им. Н.О.Баумана по адресу:

107005 Москва, 2-я Бауманская

Ваши отзывы в 2-х экз.,
по указанному адресу.

С диссертацией можно ознакомиться
в Московском высшем техническом училище

Автореферат разослан " 13 " сентября 1983 г.

Ученый секретарь
специализированного совета
К.Т.Н., доц.

Осьем I п.л.
Подп. в печать 15.03.83

M409145

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

А к т у а л ь н о с т ь. Волновые зубчатые передачи, обладающие такими преимуществами как повышенная кинематическая точность, малость отношения массы редуктора к величине крутящего момента на выходном валу, компактность, удовлетворяют основным требованиям к современным механизмам. Для более полной реализации больших потенциальных возможностей волновых передач необходимо создание новых методов расчета, учитывающих особенности передачи. Дальнейшее улучшение характеристик этих передач требует также уточнения расчетов ее звеньев и прежде всего гибкого колеса и его зубчатого венца, определяющих надежность всего механизма. Решение данных задач весьма актуально, тем более что проведение экспериментов с использованием дорогих натуральных объектов очень трудоемко.

Ц е л ь ю р а б о т ы является усовершенствование методов прочностного расчета цилиндрических гибких колес, надежность которых в настоящее время определяет надежность всей волновой передачи.

М е т о д ы и с с л е д о в а н и я. В данной работе решается контактная задача взаимодействия звеньев волновой передачи, причем гибкое колесо представлено в виде сочетания торцевой пластины и цилиндрической оболочки, моделирующих стакан с плоским дном, и ортотропной оболочки - венца. Параметры жесткости оболочки, моделирующей зубчатый венец, и распределение напряжений в этом венце определяются путем приближенного решения плоской задачи теории упругости для венца.

Н а у ч н а я н о в и з н а состоит в следующем:

1. Разработана новая расчетная модель гибкого колеса волновой передачи в виде сочетания торцевой пластины и цилиндрической оболочки, моделирующих стакан с плоским дном, и ортотропной оболочки - венца.
2. Предложен новый метод приближенного расчета напряженно-деформированного состояния и жесткостных характеристик зубчатого венца на основе вариационного метода Ритца-Канторовича.
3. Определена зависимость характеристик волновой передачи от податливости зубьев гибкого и жесткого колес и генератора. Сценарен вклад каждой из этих податливостей в формирование зоны контакта звеньев передачи.

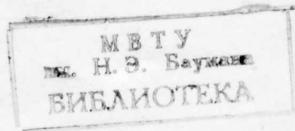
П р а к т и ч е с к а я ц е н н о с т ь. Проведенный рас-

НТБ МГТУ им. Н.Э. Баумана



1407145

Хорошев А.Н. Исследование г



чет и последующий анализ его результатов позволили сформулировать практические рекомендации по оптимальному конструированию гибких колес волновых передач с позиции наибольшей их прочности и сократить затраты на разработку передач, что подтверждается актом о внедрении результатов в проектно-конструкторском бюро.

А п р о б а ц и я р а б о т ы. Основные положения диссертации доложены на Всесоюзной научной конференции "Современные проблемы энергетики", МЭИ, 1977 г.; на заседании кафедры "Основы конструирования машин" МЭИ, 1981 г.; на семинаре по волновым передачам, МВТУ им. Н.Э.Баумана, 1981 г.; на заседании кафедры "Детали машин" МВТУ им. Н.Э.Баумана, 1981 г.; на научной конференции в МЭИ, секция "Энергомашиностроение", 1982 г.

П у б л и к а ц и и. По материалам диссертации опубликовано три печатных работы.

О б ъ е м р а б о т ы. Диссертация состоит из введения, шести глав, общих выводов и списка литературы. Она содержит 80 страниц машинописного текста, 32 рисунка, 2 таблицы, описок литературы из 83 наименований и сведения о внедрении.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

В о в в е д е н и и приведены сведения о работе, ее цели и актуальности, методах исследования и результатах.

В работе рассмотрен статический расчет волновых передач с цилиндрическими гибкими колесами. Типичная конструкция гибкого колеса показана на рис.1 и состоит из венца (1), стакана (2) и торцевой пластины (3).

Г л а в а I посвящена анализу результатов исследований напряженно-деформированного состояния гибких колес, полученных ранее другими авторами, а также применяющихся методов силового анализа. На этой основе сформированы задачи диссертации.

Правильная оценка прочности невозможна без тщательного исследования напряженно-деформированного состояния гибкого колеса и его зубчатого венца, базирующегося на решении контактной задачи. Благодаря работам Н.А.Алфутова, С.С.Кленикова, Н.А.Ковалева, Л.Б.Рафаловича, В.В.Сергеева, С.А.Шувалова, И.Н.Цейтлина и других исследователей разработан теоретический аппарат силового анализа волновой передачи и получаемые на его основе результаты находятся в удовлетворительном соответствии с экспериментальными. Широко используются для расчета звеньев волновой

передачи теоретические соотношения, большой вклад в разработку которых внесли сотрудники МВТУ им. П. Э. Баумана, МИСИ им. В. В. Кушова, МЭИ, Станкина, ХПИ, ОПИ, ИВУКИ им. А. Ф. Можаевского и других организаций. Проведены многочисленные экспериментальные исследования напряженно-деформированного состояния гибких колес на натуральных объектах, что позволило накопить обширные данные.

Анализ результатов известных исследований показал, что ряд вопросов, связанных с работой волновой передачи, недостаточно изучен. Так зубчатый венец моделируется кольцевым брусом, не учитывающим конструктивную анизотропию, обусловленную наличием зубьев. Напряженно-деформированное состояние зубчатого венца рассчитывается без учета совместной деформации зуба и его упругого основания.

В связи с этим сформулированы следующие задачи исследования:

1. Разработать расчетную модель гибкого колеса волновой передачи, моделирующую цилиндрический стакан, соединенный с торцевой пластиной с одной стороны и с зубчатым венцом с другой.

2. Провести расчет напряженно-деформированного состояния зубчатого венца с учетом совместной деформации зуба и его упругого основания.

3. Разработать рекомендации по выбору конструкции гибких колес волновых передач, обеспечивающей наибольшую их прочность.

Глава 2 посвящена расчету жесткости и напряженно-деформированного состояния зубчатого венца.

Для расчета зубчатых деталей, к которым относится зубчатый венец гибкого и жесткого колес, применен прямой вариационный метод Гитца-Канторовича, который оказался весьма эффективным. В первом приближении деформацию венца можно считать плоской, так как размеры зуба малы по сравнению с шириной венца. Малость шага зубчатого венца волновой передачи по сравнению с радиусом делительной окружности позволяет пренебречь кривизной периодического элемента и рассматривать его схему, показанную на рис. 2.

Компоненты перемещений заданы в виде рядов

$$u(x, y) = \sum_{n=0}^N f_n(x) \cdot y^n, \quad v(x, y) = \sum_{n=0}^N \varphi_n(x) \cdot y^n, \quad (I)$$

причем к точкам области приложены объемные силы $X(x, y)$, $Y(x, y)$. Определен полный потенциал системы Π , равный сумме потенциальной энергии деформации и потенциала объемных сил, и проведено интегрирование по y в пределах от нуля до z ($z = z(x)$ — уравнение верхней границы детали). Полный потенциал должен удовлетворять

условию стационарности $\delta \Pi = 0$, из которого следуют вариационные уравнения Эйлера для функций f_n, φ_n . Эти уравнения приведены к системе $4N$ дифференциальных уравнений первого порядка:

$$\begin{aligned} d\bar{f}/dx &= A^{-1}(\bar{Q} - \lambda B \cdot \bar{\varphi})/(\lambda + 2\mu), \\ d\bar{\varphi}/dx &= A^{-1}(\bar{S}/\mu - B \cdot \bar{f}), \\ d\bar{Q}/dx &= K \cdot \bar{S} - \bar{X}, \\ d\bar{S}/dx &= \lambda K \cdot \bar{Q}/(\lambda + 2\mu) + 2\mu \cdot \nu \cdot C \cdot \bar{\varphi}/(1 - 2\nu) - \bar{Y}. \end{aligned} \quad (2)$$

Здесь введены матрицы-столбцы

$$\begin{aligned} \bar{f} &= (f_0, f_1, \dots, f_N)^T, & \bar{\varphi} &= (\varphi_0, \varphi_1, \dots, \varphi_N)^T, \\ \bar{Q} &= (Q_0, Q_1, \dots, Q_N)^T, & \bar{S} &= (S_0, S_1, \dots, S_N)^T, \\ \bar{X} &= (X_0, X_1, \dots, X_N)^T, & \bar{Y} &= (Y_0, Y_1, \dots, Y_N)^T, \end{aligned}$$

и квадратные $(N+1)(N+1)$ матрицы A (A^{-1} - обратная матрица), B, C, K с элементами

$$\begin{aligned} a_{lm} &= x^{\ell+m-1}/(\ell+m-1), & b_{lm} &= (m-1) \cdot x^{\ell+m-2}/(\ell+m-2), \\ c_{lm} &= (\ell-1)(m-1) \cdot x^{\ell+m-3}/(\ell+m-3), & (\ell_{12} = \ell_{21} = 0), \end{aligned}$$

$$k_{lm} = (m-1) \cdot \delta_{(\ell-1),m}; \quad Q_n = \partial \bar{Q} / \partial f'_n, \quad S_n = \partial \bar{S} / \partial \varphi'_n;$$

$$X_n = \int \bar{X}(x, y) \cdot y^n dy, \quad Y_n = \int \bar{Y}(x, y) \cdot y^n dy;$$

где $\delta_{\ell-1, m}$ - символ Кронекера; λ, μ - упругие постоянные;

ν - коэффициент Пуассона; E - модуль упругости; $\bar{Q}$ - подынтегральное выражение в выражении потенциальной энергии деформации.

При численном интегрировании краевой задачи для уравнений (2) использован метод С.К. Годунова. При расчете жесткости зубчатого венца (при его растяжении и изгибе в своей плоскости) по симметрии рассмотрена половина шага (заштрихованная область на рис. 2). Граничные условия при расчете на растяжение имели вид:

$$x = 0 - \varphi_0 = 0, \quad f_n = 0, \quad S_m = 0; \quad n = 0, 1, \dots, N;$$

$$x = T/2 - f_0 = 1, \quad f_m = 0, \quad S_n = 0; \quad m = 1, 2, \dots, N;$$

Вычислялась растягивающая сила Q_0 и эквивалентная по жесткости на растяжение толщина полосы постоянного сечения

$$H_{a2} = Q_0 \cdot T \cdot (1 - \nu^2) / (2E).$$

При расчете на изгиб граничные условия следующие:

$$x = 0 - \varphi_0 = 0, \quad f_n = 0, \quad S_m = 0; \quad k = 2, 3, \dots, N;$$

$$x = T/2 - f_0 = 1, \quad f_k = 0, \quad S_n = 0, \quad Q_0 = 0.$$

Вычислялся изгибающий момент M и эквивалентная по изгибной жесткости толщина полосы постоянного сечения

$$H_{m2} = \sqrt[3]{6 \cdot M \cdot T \cdot (1 - \nu^2) / E}.$$

Методами сопротивления материалов получены аналогичные толщины при деформации венца из своей плоскости:

$$H_{a1} = (2/T) \int_0^{T/2} x^2 dx, \quad H_{a11} = \sqrt[3]{(2/T) \int_0^{T/2} x^3 dx}.$$

При действии на зубья колес волновой передачи контактных сил было принято, что уравнивающая эти силы вертикальная нагрузка со стороны генератора действует по нижней границе профиля венца, а окружные проекции этих сил уравновешены потоком касательных напряжений со стороны стакана. В пределах одного зуба уравнивающая нагрузка считалась равномерно распределенной. Нагрузка представлена в виде сумм симметричной и кососимметричной относительно оси симметрии зуба. В каждом из этих случаев достаточно рассмотреть половину шага. Для случая симметричного нагружения зуба граничные условия имели вид:

$$x = 0 - \varphi_0 = 0, \quad f_n = 0, \quad S_m = 0;$$

$$x = T/2 - f_n = 0, \quad S_n = 0.$$

При кососимметричном нагружении граничные условия следующие:

$$x = 0 - \varphi_0 = 0, \quad \varphi_n = 0, \quad Q_m = 0;$$

$$x = T/2 - \varphi_n = 0, \quad Q_n = 0.$$

Анализ результатов расчета венца гибкого колеса показал, что его изгибная жесткость в осевом направлении существенно больше изгибной жесткости в окружном направлении (так $(H_{a1}/H_{a2})^3 > 2$ при $h_1/m < 4$, где m — модуль зацепления). Это позволяет в расчетах приблизительно заменять узкий венец кольцом с неискривляемой образующей и эквивалентной жесткостью. Однако необходимо учитывать, что за счет наличия зубьев максимальные напряжения в венце при его растяжении и изгибе в 2...3 раза больше, чем максимальные напряжения в гладком кольце (большие значения при меньших величинах отношения h_1/m). В волновой передаче с увеличенной впадиной максимальные напряжения на 30...40% ниже.

На рис.3 показано распределение поверхностного растягивающего напряжения в зубе зубчатой рейки, определенного на основе предложенного метода с удержанием первых 5 членов каждого из рядов (I) (кривая 1). Нагрузка приложена к вершине зуба. На этом же рисунке представлены результаты расчета зуба той же геометрии методом конформного отображения, полученные В.Л.Устименко (кривая 2). Наблюдается хорошее согласование результатов. Проводился также расчет с учетом не пяти, а четырех членов в каждом из рядов (I). Полученные в этом случае результаты отличались не более чем на 8%, а время счета на ЭВМ сократилось на 40%.

Различие в жесткостях зубчатого венца гибкого колеса при

деформации его в окружном и осевом направлениях является следствием его конструктивной ортотропии. Определены величины жесткостей сжатия, сдвига, изгиба и кручения зубчатого венца, входящие в уравнения теории ортотропных оболочек, которые использовались при расчете гибкого колеса в третьей главе.

Глава 3 посвящена расчету напряженно-деформированного состояния цилиндрических гибких колес волновых передач.

Расчет проведен по моментной теории оболочек (ортотропный венец, изотропные стакан и торцевая пластина). Путем разложения искомых величин в тригонометрические ряды по угловой координате задача сведена к системе обыкновенных дифференциальных уравнений. Численное интегрирование выполнено методом С.К.Годунова. Варьирование жесткостью пластины позволило получить случаи жесткого и шарнирного (шлицевого) соединений гибкого колеса с ведомым валом.

Напряжения в венце гибкого колеса оценивались следующим образом: из расчета гибкого колеса как тонкостенной конструкции определялись внутренние силовые факторы (окружные сила и изгибающий момент). По известным их величинам методами, разработанными во второй главе, определялись напряжения, к которым добавлялись напряжения, вызванные контактной нагрузкой.

Проведенный (в пятой главе) анализ показал, что наибольшие напряжения действуют в венце, на поверхности впадин зубьев. Напряженное состояние здесь двухосное. Наибольшим является напряжение σ_x , действующее в плоскости, нормальной к оси колеса, и направленное по касательной к поверхности. Осевое напряжение σ_z по условию плоской деформации не превышает $\frac{1}{2}\sigma_x$ и имеет тот же знак. Поэтому коэффициент запаса усталостной прочности оказался возможным подсчитывать по известной зависимости для одноосного напряженного состояния.

Для сравнения выполнен также расчет гибкого колеса по приближенным теориям. Принято, что нагрузка, действующая на него, равномерно распределена вдоль образующей венца.

За основу вывода приближенных соотношений для расчета гибкого колеса по полубезмоментной теории, взяты соотношения, приведенные в книге В.Л.Бидермана "Механика тонкостенных конструкций" для шарнирноопертого гибкого колеса. При получении соотношений для расчета гибкого колеса по чистомоментной теории (теория чистого изгиба) предполагается нерастяжимость срединной

поверхности оболочки. Решение задачи проведено энергетическим методом. Наличие пластины учтено дополнительным слагаемым в выражении для полной энергии гибкого колеса.

Для каждого из трех методов расчета разработано программное обеспечение на языке ФОРТРАН. Уточненные соотношения для расчета напряженно-деформированного состояния гибкого колеса удобны для программирования, поэтому при использовании ЭМ трудоемкости расчета по разработанной в диссертации методике и по приближенным зависимостям различаются мало, хотя затраты машинного времени при пользовании приближенными теориями меньше.

В г л а в е 4 на основе известных алгоритмов выведена система уравнений по определению усилий взаимодействия звеньев волновой передачи с произвольным профилем генератора.

Особое внимание уделено способу определения зазоров между зубьями колес. Проведено преобразование методов, предложенных в работах Н.В.Гварамадзе, В.Д.Дудко, Н.А.Ковалева, С.А.Шувалова с целью получения удобных для программирования зависимостей.

Профиль недеформированного зубчатого венца описан уравнением $\zeta = \zeta(\varphi)$ и соответствующей обратной функцией. Эти функции представляются ломаной линией ABCDEH (рис.2) с эвольвентными участками BC и DE. Параметрическая форма записи уравнения эвольвенты преобразована к следующему приближенному виду:

$$\zeta = \zeta_0 / \cos(A - B/(\theta + C)),$$

где ζ_0 — радиус основной окружности; θ — эвольвентный угол, пропорциональный текущей координате φ ; A, B, C — постоянные преобразования. Погрешность такого преобразования не превышает 1% при изменении профильного угла $\alpha = \alpha_0 \pm 3,5^\circ$. Изменяя постоянные A, B, C , можно получить профиль зуба, отличный от эвольвентного.

При нагружении волновой передачи венец деформируется и конфигурация профиля изменяется. Уравнение деформированного профиля учитывает перемещение зуба вследствие деформаций гибкого и жесткого колес, их зубчатых венцов и генератора. Зазор (натяг) в окружном направлении между рассматриваемой парой зубьев находится по известным обратным функциям, а угол наклона площадки контакта определяется первой производной от этих функций.

Решение плоской контактной задачи базируется на работах указанных ранее авторов. Составлено уравнение для определения усилий взаимодействия звеньев волновой передачи, которое отра-

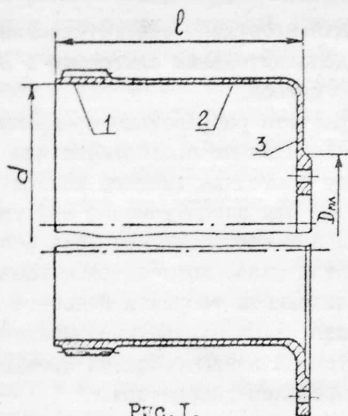


Рис.1.

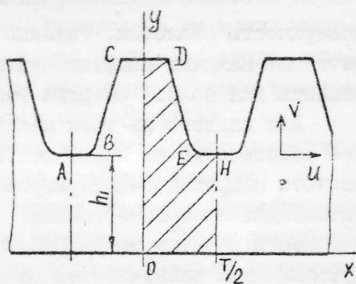


Рис.2.

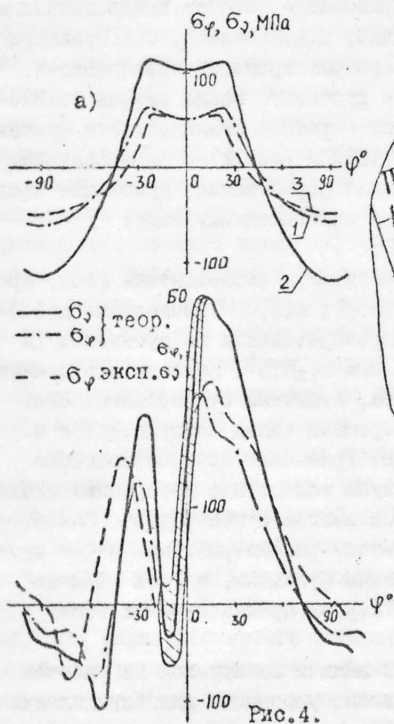


Рис.4.

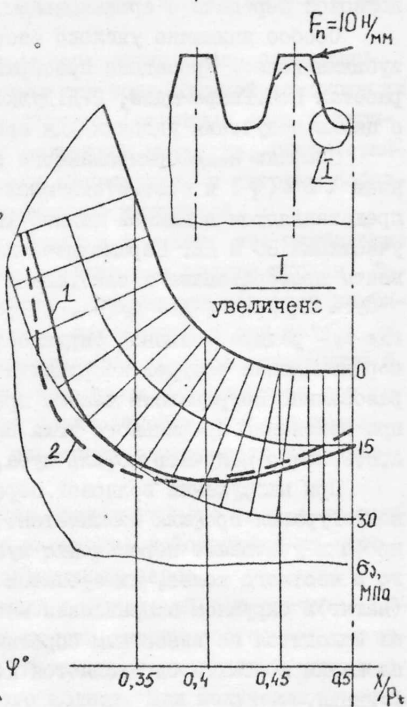


Рис.3.

жает равенство нулю зазоров между контактирующими точками. Поскольку заранее их число неизвестно, решение проведено итерационным способом в соответствии со следующим алгоритмом:

Для заданного угла поворота генератора относительно первоначального положения (момент $T=0$) с укрупненным шагом определяются точки контакта недеформированных звеньев волновой передачи. Составляется и решается система уравнений с отбрасыванием части отрицательных сил. Для оставшихся точек снова составляется и решается система уравнений. И так до получения положительной системы сил. С более мелким шагом находятся точки контакта звеньев, деформированных системой сил, найденных на предыдущем этапе. Снова составляется и решается система уравнений до получения положительной системы сил. Далее шаг дискретизации делится до желаемого. На каждом этапе после окончательного определения системы сил проводится проверка на наличие контакта (контакт должен быть там, где уже найдены усилия, а в остальных точках должны быть зазоры). Далее задается следующее значение угла поворота генератора и расчет повторяется. По величинам окружных усилий в зацеплении определяется момент T на ведомом валу, соответствующий данному углу поворота.

В г л а в е 5 сопоставлены теоретические и экспериментальные результаты исследования гибких колес волновых передач, выяснены возможности упрощения расчетной схемы. Даны рекомендации по способам расчета гибких колес.

Прочностные характеристики гибких колес получены в результате численного решения плоской контактной задачи. Последовательность расчета была следующей. Сначала рассчитывается напряженно-деформированное состояние зубчатого венца, вызываемое действием единичных контактной, растягивающей и изгибающей нагрузок, и определяются жесткости сжатия, сдвига, изгиба и кручения венца гибкого колеса. Это позволяет определить осредненные свойства венца как ортотропной оболочки. Далее рассчитывается напряженно-деформированное состояние гибкого колеса, как гладкой оболочки с ортотропным венцом, вычисляется податливость гибкого колеса при действии единичных радиальной и окружной нагрузок. Для заданного угла поворота генератора решается контактная задача и находятся усилие зацепления и давление гибкого колеса на генератор. По известной системе сил, действующих на гибкое колесо, определяются внутренние силовые факторы и рассчитывается

напряженное состояние. Предполагается, что внутренние силовые факторы постоянны в пределах шага. Оцениваются коэффициенты запаса усталостной и статической прочности гибкого колеса. Для определения крутильной жесткости волновой передачи расчет проводится при ряде значений угла поворота генератора.

Теоретические результаты исследования напряженно-деформированного состояния гибкого колеса и силового анализа волновой передачи сопоставлены с экспериментальными данными, полученными в МЭИ и МЭТУ на 7 различных натурных объектах. На рис.4 представлены распределения поверхностных напряжений в среднем сечении венца гибкого колеса волновой передачи ВЭП-160 ($m=0,8$ мм, $h_1=1,2$ мм, $d=160$ мм, кулачковый генератор с углом $\beta=25^\circ$). Профиль кулачка принимается таким же, как форма кольца, деформированного двумя парами растягивающих сил, угол между которыми 2β). Поверхностное окружное напряжение σ_φ рассчитано для гладкого ортотропного венца (кривая 1). Кривая 2 соответствует наибольшему поверхностному напряжению σ_φ во впадине зуба. Вследствие изгибной деформации зубьев усилиями зацепления (контактной нагрузкой) возникают дополнительные напряжения σ_φ^k , распределенные в виде волнообразной кривой с периодом, равным шагу зубьев. Соответствующая область дополнительных изгибных напряжений на рис.4 заштрихована. На этом же рисунке нанесено распределение окружного напряжения σ_φ (кривая 3), полученное экспериментально А.Н.Сорокиным. Напряжения замерены на наружной поверхности венца, причем в месте наклейки тензодатчиков зубья были удалены. Наблюдается хорошее соответствие распределений окружных напряжений σ_φ . Отметим, что наличие зубьев существенно повышает уровень напряжений в венце. Дополнительные напряжения вследствие изгибной деформации зуба контактной нагрузкой хотя и составляют примерно 25% от величины наибольших напряжений σ_φ , однако их влияние на величину коэффициента запаса незначительно (около 5%), поскольку зона действия наибольших напряжений находится вне зоны зацепления колес волновой передачи.

Анализ результатов сопоставления с экспериментом свидетельствует о целесообразности использования разработанной теории для практического расчета и исследования прочностных характеристик гибких колес при различной их геометрии.

Исследовалась возможность упрощения расчетной схемы за счет игнорирования элементов податливости звеньев волновой передачи.

Исследование проводилось на примере двух двухволновых передач ВП-72 и ВП-160. Их базовые характеристики следующие. Генератор — кулачек скольжения, $\beta = 30^\circ$. Модуль m , полная длина l гибкого колеса, толщины венца h_1 и стакана h_2 , величина наибольшей радиальной деформации W_0 (в мм) и значение номинального крутящего момента T_H (Нм) равнялись:

	m	d	l	h_1	h_2	W_0	T_H
ВП-72	0,2	72	0,75d	0,015d	0,8h ₁	1,2m	120
ВП-160	0,8	160	0,75d	0,0075d	0,7h ₁	1,1m	800

Расчет волновой передачи без учета податливости генератора приводит к тому, что зона его контакта с гибким колесом распадается на ряд участков. При этом зона зацепления незначительно уменьшается, коэффициенты запаса снижаются. Расчетное значение крутильной жесткости передачи увеличивается примерно на 20%. В передаче с дисковым генератором с эксцентриситетом $e \leq 2,5W_0$ повышение жесткости составляет около 30%, а при жестком закреплении заднего торца гибкого колеса — 70%. С целью более точного определения характеристик волновой передачи необходимо дальнейшее развитие методов расчета податливостей генератора с учетом выборки зазоров в подшипниках.

Неучет податливости зубьев колес и их упругих оснований не сказывается на величине зоны контакта гибкого колеса и генератора, но сужает зону зацепления в 1,5...2 раза, приводит к уменьшению расчетного коэффициента запаса гибкого колеса при $T=T_H$ на 10...20% вследствие локализации зоны зацепления. Расчетное значение крутильной жесткости увеличивается примерно на 10%. В волновой передаче при использовании дисковых генераторов с $e > 5W_0$ податливость зубьев практически не влияет на результаты расчета.

Расчет венца гибкого колеса в предположении о нерастяжимости его срединной поверхности в окружном направлении и без учета податливости зубьев и их упругих оснований приводит к уменьшению расчетной зоны зацепления до одного зуба в передаче с гибким колесом, у которого $h_1/m > 2$ (ВП-72), и до двух зубьев (первый и пятый, ВП-160) при тонкостенном венце, т.е. $h_1/m \leq 1,5...2$. Таким образом растяжение срединной поверхности венца вносит существенный вклад в формирование зоны зацепления зубчатых колес.

Проведена оценка влияния выбранного в расчете положения точки контакта по высоте зуба. Расчет в предположении о контакте зубчатых колес кромками вершин зубьев гибкого колеса дал ре-

результаты, практически не отличающиеся от результатов расчета волновой передачи, при котором точка контакта зубьев помещалась в месте их наибольшего перекрытия.

Исследовалась возможность использования приближенных теорий оболочек — полубезмоментной и чистомоментной.

Результаты расчетов гибких колес, деформированных дисковыми генераторами с эксцентриситетом $e \geq 5\%$, базирующиеся на приближенных теориях, практически совпадают с результатами, полученными по уточненным соотношениям, выведенным на основе моментной теории. При изменении эксцентриситета $3 < e/w_c < 5$ наряду с качественным совпадением результатов приближенных и уточненного расчетов имеются и существенные отличия — крутильная жесткость завышена примерно в 1,2 раза по сравнению с уточненной характеристикой, а приближенная оценка зоны зацепления на 10...15% меньше. При величине эксцентриситета $e < 3\%$ расчет на основе приближенных теорий дает существенную погрешность: усилия давления гибкого колеса на генератор завышены в 8...10 раз, вследствие чего крутильная жесткость занижена примерно в 1,5 раза; коэффициенты запаса завышены приблизительно в 2 раза.

Результаты расчетов гибких колес, деформированных кулачковыми генераторами, совпадают только качественно. Как и в случае постановки дисковых генераторов, при расчете по приближенным теориям крутильная жесткость завышена примерно в 1,2 раза, а ширина зоны зацепления преуменьшена на 10...15%. В нагруженной номинальным моментом передаче оценка коэффициента запаса гибкого колеса на основе приближенных теорий завышена (в 1,4 раза при параметре кулачкового генератора $\beta = 25^\circ$ и в 1,2 раза при $\beta = 35^\circ$).

Проведенное сопоставление результатов расчетов по приближенным и уточненным соотношениям подтвердило необходимость использования разработанной в диссертации расчетной модели гибкого колеса волновой передачи, позволяющей вести исследование гибких колес с различными условиями закрепления и способами деформирования. Однако время счета на основе приближенных расчетных зависимостей уменьшается примерно втрое и составляет 20 мин. на ЭВМ ЕС-1033. Объем памяти, занимаемый программой, во всех случаях приблизительно одинаков и составляет 110 килобайт.

В г л а в е 6 исследована усталостная и статическая прочность гибких колес и ее зависимость от их геометрических параметров и способов деформирования. Помимо прочностных характеристик исследованы также крутильная жесткость волновой передачи,

законы распределения усилий взаимодействия звеньев, форма поверхности гибкого колеса. Даны рекомендации по рациональному конструированию гибких колес с позиции наибольшей их прочности.

Исследование проводилось по результатам расчета двух типоразмеров передач — ВП-72 и ВП-160 с указанными ранее базовыми характеристиками. Расчет других типоразмеров волновых передач давал аналогичные результаты.

Проведено исследование способов деформирования гибкого колеса. На рис. 5, 6 показаны зависимости коэффициента запаса усталостной прочности венца от параметров дискового и кулачкового генераторов. В передаче, работающей на холостом ходу, наибольшая прочность гибкого колеса достигается при постановке дисковых генераторов с эксцентриситетом $e \approx 3,5w_0$, либо кулачковых генераторов с $\beta = 25^\circ$. В нагруженной номинальным моментом передаче с кулачковыми генераторами с $\beta = 25^\circ \dots 35^\circ$ или с генератором, профиль которого изменяется по закону $\cos 2\varphi$, прочность гибкого колеса в 1,5 раза выше, чем в передаче с дисковыми генераторами.

Зависимость коэффициентов запаса гибкого колеса от величины эксцентриситета постановки дисков (рис. 5) имеет экстремум при $e = (3,3 \dots 4)w_0$. Для ненагруженной передачи этот экстремум более сильно выражен. Уменьшение величины эксцентриситета ниже $e = 3,5w_0$ приводит к снижению прочности гибкого колеса, что объясняется увеличением его растяжения в окружном направлении. Одновременно увеличивается давление на генератор и, следовательно, снижается ресурс подшипников. Характеристика крутильной жесткости передачи с малым e/w_0 почти линейная. С увеличением эксцентриситета $e \geq 4w_0$ прочность гибкого колеса снижается постепенно, его форма приближается к форме кольца, растянутого парой сосредоточенных сил, зона зацепления возрастает, крутильная жесткость падает.

Сопряжение дуг, описывающих профиль кулачкового генератора, при $\varphi = \pm \beta$ необходимо выполнять более плавным, так как в этой зоне возникают пики напряжений (рис. 4а) и усилий давления гибкого колеса на генератор, особенно сильно проявляющиеся в ненагруженной передаче. С возрастанием угла β от 25° до 35° зона зацепления и крутильная жесткость возрастают незначительно. Использование в волновой передаче космусоциальных кулачков дает такие же характеристики, как и при использовании кулачков с параметром $\beta = 25^\circ$, но в этом случае распределение усилий давления

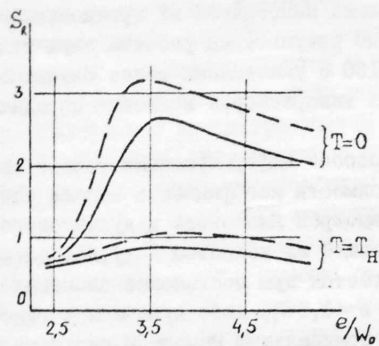


Рис. 5.

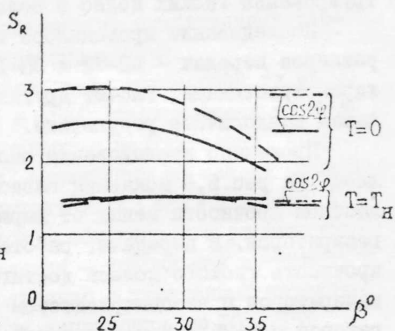


Рис. 6.

— ВП-72
 --- ВП-160

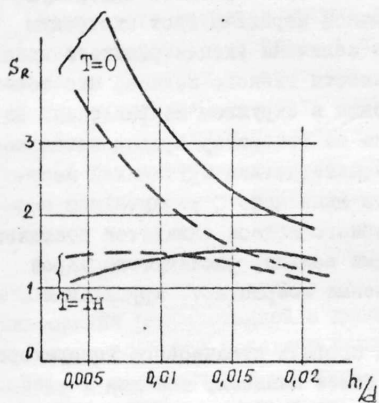


Рис. 7.

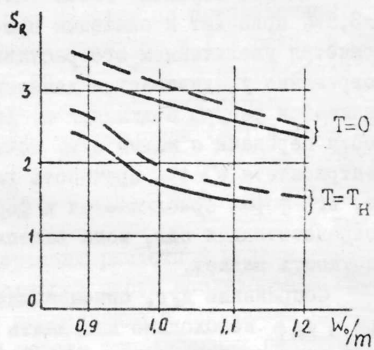


Рис. 8.

на генератор при $T=0$ более плавное, а их уровень вдвое ниже.

Проведено исследование геометрических параметров гибкого колеса и условий закрепления заднего торца стакана.

Увеличение длины гибкого колеса в пределах $0,5 \leq l/d \leq 1$ повышает прочность части стакана, прилегающей к пластине, и практически не сказывается на прочности венца. Ширина зоны давления на генератор и зацепления остается постоянной. С изменением длины гибкого колеса податливость изменяется по кривой, имеющей максимум, что приводит к минимуму давления на генератор. Этот минимум достигается при длине $l=(0,5...1)d$ при шлицевом закреплении и $l=(1...1,5)d$ при постановке пластины. Величина экстремального значения возрастает с уменьшением жесткости закрепления гибкого колеса.

Условия закрепления стакана (шлицевое крепление, крепление о внутренней или наружной пластиной) слабо влияют на прочностные характеристики венца. Постановка наружной пластины понижает прочность стакана в большей степени, чем в случае постановки внутренней пластины. Это обусловлено неблагоприятной формой совместной деформации стакана и пластины в месте их соединения. Прочность существенно снижается при увеличении жесткости пластины. При жестком закреплении заднего торца стакана нагрузки на генератор возрастают в 1,5...2 раза по сравнению с обычным способом закрепления.

Изменение толщины стакана практически не сказывается на прочности венца гибкого колеса, ширине зон зацепления и давления на генератор.

На рис.7 показана зависимость коэффициента запаса усталостной прочности гибкого колеса от относительной толщины венца. Видно, что в волновой передаче, работающей на холостом ходу, утонение венца повышает прочность гибкого колеса. При нагружении номинальным моментом наибольшая усталостная прочность достигается при различных в зависимости от передаточного числа толщинах ($h_1=(0,007...0,01)d$ при $u=100$ и $h_1=(0,014...0,017)d$ при $u=200$). Наибольшая статическая прочность достигается при толщинах на 0,005 d больших выше приведенных. Увеличение толщины венца в 2 раза сужает зону зацепления примерно в 1,5 раза. Ширина зоны контакта гибкого колеса с генератором практически не меняется.

Увеличение радиального перемещения W_r понижает коэффициент

запаса гибкого колеса (рис.8) вследствие роста уровня изгибных напряжений, при этом зона зацепления сужается. В несиловых волновых передачах следует выбирать $W_0 = (0,8 \dots 0,9)m$, в тяжело нагруженных передачах во избежание вероятности проскока зубьев — $W_0 = (1,0 \dots 1,1)m$.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ РАБОТЫ

І. Разработана новая растенная модель гибкого колеса волновой передачи в виде сочетания торцевой пластины и цилиндрической оболочки, моделирующих стакан с плоским дном, и ортотропной оболочки, моделирующей зубчатый венец. Обоснована необходимость применения данной схемы.

2. Предложен новый метод приближенного расчета напряженно-деформированного состояния и жесткостных характеристик зубчатого венца на основе вариационного метода Ритца-Канторовича.

3. Определена зависимость характеристик волновой передачи от податливости зубьев гибкого и жесткого колес и генератора. Оценен вклад каждой из этих податливостей в формирование зоны контакта звеньев передачи.

4. Сформулированы практические рекомендации по оптимальному конструированию гибких колес волновых передач с позиции наибольшей их прочности.

5. Внедрение полученных в диссертации результатов позволило сократить затраты на разработку волновых передач с цилиндрическими гибкими колесами.

Основные положения диссертации опубликованы в следующих работах:

И. Александров К.К., Хорошев А.Н. Применение ЭПМ для расчета геометрии зацепления в механической волновой передаче. - Энергетическое машиностроение. Реферативный сборник, НИИЭИНСОМ-ЭНЕРТОМАШ, I-80-01, с.5-9.

2. Ковалев Н.А., Хорошев А.Н. Деформированное состояние гибкого колеса механической волновой передачи. - Изв. вузов. Машиностроение, № 1, 1980, с.30-34.

3. Хорошев А.Н. Напряженно-деформированное состояние гибкого колеса механической волновой передачи.- Тр./Моск.энерг.ин-т, 1981, вып.515, с.72-78.