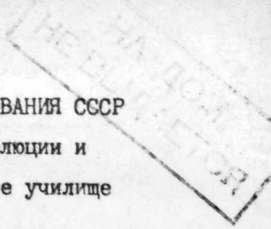


сш 401899

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

ГОРЕЛОВ Валерий Николаевич

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЧНОСТИ ГИБКОГО ЗУБЧАТОГО
ВЕНЦА ВОЛНОВОЙ ПЕРЕДАЧИ

(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

Работа выполнена в Московском высшем техническом училище
имени Н.Э. Баумана.

Научный руководитель:

канд. техн. наук, доцент
Шувалов С.А.

Официальные оппоненты:

докт. техн. наук, профессор
Иосилевич Г.Б.
канд. техн. наук, доцент
Амосова Э.П.

Ведущее предприятие:

Институт проблем надежности и
долговечности машин АН БССР

Защита состоится "21" февраля 1983 г.

на заседании специализированного совета "Машиностроение"
Московского ордена Ленина, ордена Октябрьской Революции и
ордена Трудового Красного Знамени высшего технического
училища имени Н.Э.

107005 Москва

Ваши отзывы и
высылать по указе

С диссертаци

Автореферат

Ученый секр
специализирован

К.Т.Н.,

М401899

Актуальность. В решениях XXVI съезда КПСС по пятилетнему плану развития народного хозяйства на 1981 - 1985 годы и на период до 1990 года ставится задача дальнейшего повышения эффективности машиностроения на основе разработки и выпуска качественно новых машин и механизмов, отвечающих современным требованиям в отношении надежности, долговечности, экономичности, металлоемкости. Этим требованиям в значительной мере соответствуют волновые зубчатые передачи (ВЗП), обладающие рядом известных преимуществ.

Опыт эксплуатации и экспериментальные исследования свидетельствуют о значительном разбросе долговечности гибких колес, являющихся наиболее слабым звеном ВЗП. Это связано с вариацией технологических размеров и характеристик прочности материалов. Существующие методики расчета не учитывают их, так как основаны на детерминированных предположениях. Поэтому разработка уточненных методов расчета напряжений в зубчатом венце, учитывающих вариацию его параметров, является актуальной, так как позволяет повысить нагрузочную способность и надежность проектируемых волновых передач.

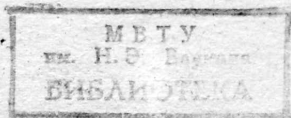
Цель работы. На основе теоретических и экспериментальных исследований разработать методику уточненного расчета на выносливость гибких зубчатых колес ВЗП с заданной вероятностью неразрушения.

Методы исследования. При разработке теоретических положений использовались теория зацепления волновых зубчатых передач, метод конечных элементов, статистическая теория подобия усталостного разрушения.

При экспериментальном исследовании были использованы методы статистической обработки результатов усталостных испытаний, методы тензометрирования.

Научная новизна. Разработана уточненная методика расчета гибких колес ВЗП на выносливость с заданной вероятностью неразрушения на основе метода конечных элементов и теории подобия усталостного разрушения.

Впервые в нагруженной передаче исследованы характер распределения и концентрация напряжений во впадинах зубчатого



венца, имеющего реальные размеры. Изучено влияние геометрических параметров зубчатого венца и их вариаций на концентрацию напряжений во впадинах, что позволило уточнить имеющиеся практические рекомендации по выбору их рациональных значений.

Практическая ценность. Предложенная методика уточненного расчета позволяет прогнозировать надежность гибкого колеса и сократить объем натурных испытаний на долговечность, что особенно важно при разработке крупногабаритных и ответственных волновых зубчатых передач. Разработаны алгоритмы и программы, по которым можно выполнить численные расчеты на прочность с учетом вероятности неразрушения гибких колес с произвольными параметрами зубчатого профиля и любых типоразмеров ВЗП.

Методика расчета, программы и полученные результаты теоретических и экспериментальных исследований внедрены на предприятии, разрабатывающем ответственные приводы летательных аппаратов, включающие волновые зубчатые передачи.

Апробация работы. Основные результаты диссертации докладывались и обсуждались: на Всесоюзной научно-технической конференции "Повышение прочности и надежности конструкций", Куйбышев, 1981 г.; на Московском семинаре по волновым передачам, 1982 г.; на заседании кафедры "Детали машин" МВТУ им. Н.Э.Баумана, 1982 г.

Публикации. По материалам диссертации опубликовано шесть печатных работ.

Объем работы. Диссертация изложена на 182 страницах машинописного текста и включает в себя введение, пять глав, выводы по главам и заключение (основные результаты работы, общие выводы и рекомендации); содержит 64 рисунка и графика, 3 таблицы, список литературы из 99 наименований и приложения.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ.

Введение. Отмечается, что волновые зубчатые передачи ввиду известных преимуществ находят все большее применение в различных отраслях техники. В настоящий момент достигнуты определенные успехи отечественной науки в изучении ВЗП, позволявшие разработать ряд работоспособных конструкций. Выявлены основные критерии нагрузочной способности, наиболее важным из

которых является усталостная прочность гибкого колеса. Последовательное изучение ВЗП привело к созданию ряда школ и направлений их исследования. Это МВТУ им. Н.Э. Баумана, ЛВКА им. А.Ф. Можайского, МИСИ им. В.В. Куйбышева, СТАНКИН, МЭИ, ВЗПИ, ХПИ и др. Под руководством Волкова Д.П., Гинзбурга Е.Г., Иванова М.Н., Крайнева А.Ф., Ковалева Н.А., Левитского И.И., Рудницкого В.И., Цейтлина Н.И., Шувалова С.А. и др. проводятся экспериментальные и теоретические исследования ВЗП, уточняются методики их расчета. Однако в настоящее время отсутствует единый подход к расчету, что затрудняет выбор оптимальных параметров и тормозит развитие новых конструкций волновых передач, ограничивает их применение в ответственных приводах. Для повышения точности расчетов гибких колес обосновывается применение вероятностных методов. Ввиду трудности непосредственного экспериментального исследования распределения напряжений во впадинах зубьев становятся эффективными численные методы, в частности, метод конечных элементов. Первые работы, посвященные анализу напряженного состояния гибкого колеса методом конечных элементов выполнены под руководством Кленикова С.С., Казыханова Х.Р. Дальнейшему исследованию прочности гибких колес с целью повышения их долговечности и нагрузочной способности посвящена реферируемая работа.

Глава первая посвящена анализу работ по теме исследования и постановке задач диссертационной работы.

Исследованию напряженно-деформированного состояния гибкого колеса методами теории оболочек посвящено большое количество работ, в которых наличие зубьев венца учитывается различными коэффициентами, полученными при исследовании реальных образцов. Величины этих коэффициентов являются приближенными, так как на рейках трудно воспроизвести условия нагружения зубчатого венца волновой передачи. В упрощенных методиках расчета результирующее поле напряжений в зубчатом венце раскладывается на компоненты напряжений от действия различных взаимосвязанных факторов, исследовать которые в отдельности достаточно сложно. Поэтому имеется существенное расхождение (до 1,7 раза) величин амплитудных напряжений и запасов прочности, рассчитанных по различным инженерным методикам.

Усталостная прочность гибких колес ввиду особенностей их конструкции и нагружения, существенно зависит от геометрических параметров зубчатого венца, определяющих величину, уровень концентрации и градиент напряжений во впадинах.

Обзор экспериментальных работ по измерению напряжений в зубчатом венце показывает, что измерить напряжения во впадинах зубьев методами тензометрирования невозможно, так как применяемые в ВЗП модули очень мелкие. Поэтому не исследованы величина и характер распределения напряжений во впадинах зубьев нагруженной передачи, без которых немыслима разработка надежных методов расчета.

Большое значение в исследовании прочности зубьев передачи имеют натурные испытания, позволяющие получить наиболее полную и надежную информацию об их сопротивлении усталости. Однако решение задачи о прочности зубчатого венца путем проведения широкой гаммы усталостных испытаний на долговечность гибких колес различных конструкций и типоразмеров практически неосуществимо, ввиду больших затрат средств и времени. Поэтому характеристики сопротивления усталости деталей определяют расчетами, эффективность которых зависит от точного определения величины и характера распределения напряжений в опасных сечениях. Возможности численных методов открывают пути для решения этой задачи применительно к гибким элементам ВЗП, имеющих зубчатый венец.

В связи с изложенным в настоящей работе сформулированы следующие задачи:

1. Разработать методику, алгоритм и программу на ЭВМ уточненного расчета на выносливость гибкого зубчатого венца, реализующие метод конечных элементов и статистическую теорию подобия усталостного разрушения и позволяющие выполнить оценку прочности гибких колес ВЗП с заданной вероятностью неразрушения.

2. Методом конечных элементов определить величину и характер распределения напряжений во впадинах зубчатого венца в нагруженной передаче. Исследовать влияние геометрических параметров на напряженное состояние. Уточнить имеющиеся рекомендации по выбору рациональных параметров зубчатого венца.

3. Для обоснования расчетных зависимостей провести экспериментальное исследование усталостной долговечности и нагрузочной способности натуральных гибких колес заданного типоразмера, определить их предел выносливости.

4. По разработанной методике выполнить расчеты нагрузочной способности с учетом вероятности неразрушения ряда типов-размеров волновых зубчатых редукторов общего назначения по ГОСТ 23108-78.

Во второй главе рассматривается расчет напряжений в гибком зубчатом венце методом конечных элементов.

Для детального анализа распределения напряжений и достаточно точного определения их величины во впадине зубьев при использовании схемы метода конечных элементов в варианте перемещений с линейными аппроксимирующими функциями необходимо применение большого количества элементов. Поэтому рассчитывать весь зубчатый венец при достаточно малом разбиении на элементы нецелесообразно, так как потребуются большой объем оперативной памяти ЭВМ и времени счета. В работе обоснована возможность применения метода сечений совместно с методом конечных элементов при определении напряжений в тонком зубчатом венце.

Для расчета напряжений в зубчатом венце ВЗП необходимо определить силы, действующие на гибкое колесо. В данной работе за основу был принят алгоритм расчета сил в волновой передаче с кулачковым генератором, разработанный Шуваловым С.А. Алгоритм основан на использовании энергии деформации системы внешними силами и позволяет учесть пространственность зацепления, ошибки изготовления звеньев передачи, силы трения и пр.

В работе по аналогии с данным алгоритмом была решена задача определения сил взаимодействия звеньев волновой передачи и для случая дискового генератора, которые определялись по зависимости

$$([S] + \frac{1}{L}[\lambda]) \cdot \{P\} = \frac{1}{L} \cdot \{W_r + W_F\}$$

где $[S]$ - матрица коэффициентов влияния; L - упругая податливость обода колеса и подкладного кольца; $[\lambda]$ - диагональная матрица радиальной контактной податливости; $\{P\}$ - искомые силы на генераторе; $\{W_r + W_F\}$ - компоненты перемещений гибкого колеса от генератора волн и от сил в зацеплении. Задача решается методом последовательных приближений, при которых рассматривается история нагружения.

Применение метода сечений невозможно без определения

внутренних силовых факторов, заменяющих действие отбрасываемых частей. В работе получены зависимости для их определения из решения известной системы дифференциальных уравнений равновесия элемента венца, соединенного с оболочкой, которые для произвольного сечения Ψ , рис. 1 имеют вид

$$\begin{aligned} M_{\Psi} &= -\frac{2z}{\pi} \left[\sum_k P_k (S1_k - S5) - \sum_m F_{Rm} (S1_m - S5_m) - \sum_m F_{tm} (S2_m - S4_m) \right] \\ Q_{\Psi} &= -\frac{2}{\pi} \left[\sum_k P_k (S9_k - S4_k) - \sum_m F_{Rm} (S9_m - S4_m) + \sum_m F_{tm} (S5_m - S1_m) \right] \\ N_{\Psi} &= \frac{2}{\pi} \left[\sum_k P_k (0,5 - S5_k - S1_k) + \sum_m F_{Rm} (0,5 - S5_m - S1_m) + \sum_m F_{tm} (S9_m - S4_m) \right] \end{aligned}$$

где z - радиус срединной поверхности гибкого колеса в недеформируемом состоянии; P_k , F_{Rm} и F_{tm} - силы, действующие на гибкое колесо со стороны генератора и жесткого колеса; $S1, \dots, S9$ - коэффициенты влияния, учитывающие действие присоединяемой оболочки.

Ввиду решения плоской задачи в данном подходе возможна только усредненная оценка уровня напряжений по длине венца. При этом из зубчатого венца выделялась плоскость единичной ширины, а неравномерно распределенные по длине венца нагрузки усреднялись.

Получены аналитические зависимости, описывающие реальный профиль впадины зубьев, необходимые для автоматической разбивки на элементы при исследовании вариации напряжений, вызванной изменением размеров зубчатого профиля в пределах допусков на изготовление.

Было показано, что наиболее оптимальной схемой при анализе напряжений в зубчатом венце при использовании метода сечений является схема из двух зубьев, нагруженных сосредоточенными силами от внешних нагрузок. Расчетная схема нагружения элемента зубчатого венца приведена на рис.1.

На рис.2 приведены величины и характер распределения нормальных окружных напряжений (σ_t) на переходной поверхности зуба $LFF'L$ при различных вращающих моментах для зубчатого венца с параметрами $m = 0,8$ мм, $Z = 200$, $\alpha = 3,75$, $h/d = 0,012$, нарезанного стандартным инструментом. Кривые над осью X - напряжения растяжения во впадине, распо-

ложенной над шариком в сечении $\varphi = 16,2^\circ$ от большой оси генератора. Кривые под осью абсцисс - напряжения сжатия во впадине, расположенной в зоне минимальной деформации ($\varphi = 90^\circ$). Как видно, напряжения во впадине распределяются неравномерно. Максимальные напряжения возникают в элементарном объеме вблизи точки F , где переходная кривая имеет минимальный радиус кривизны и сопрягается с окружностью впадин. Следовательно, в отличие от обычных зубчатых колес в гибком колесе концентрацию напряжений можно характеризовать минимальным радиусом переходной кривой.

На рис. 3 показаны максимальные напряжения в точке F , вычисленные для каждой впадины, расположенной в секторе от $\varphi = -45^\circ$ до $\varphi = 135^\circ$. Величина напряжений существенно меняется с ростом передаваемого момента по сравнению с ненагруженной передачей.

На рис. 4 показаны законы распределения напряжений σ_z по толщине зубчатого венца h в сечении, проходящем через точку F . Сплошные линии - для впадины, расположенной на угле $\varphi = 16,2^\circ$; пунктирные - на угле $\varphi = 90^\circ$. Как видно, при всех вращающих моментах напряжения распределяются не по линейному закону. В сечении $\varphi = 16,2^\circ$ они больше на растянутых волокнах (во впадине), в сечении $\varphi = 90^\circ$ - на сжатых (также во впадине). Напряжения на поверхности впадин резко возрастают, особенно при передаче вращающего момента. Они больше, чем напряжения на внутренней поверхности зубчатого венца.

В третьей главе приводятся результаты исследований влияния геометрических параметров профиля зубчатого венца на величину и характер распределения напряжений во впадинах зубьев. На основе расчетов по данному алгоритму установлено, что основное влияние на величину напряжений оказывают толщина обода по впадине зубьев, ширина впадины и радиус кривизны переходной кривой.

Зависимость расчетных величин амплитудных напряжений σ_a от передаваемого вращающего момента при различных толщинах венца по впадине зубьев приведена на рис. 5. Видно, что каждой нагрузке соответствует определенная толщина стенки оболочки, при которой амплитудные напряжения минимальны. Обработка расчетных значений амплитудных напряжений в зубчатом венце нагруженной передачи для разных типоразмеров ВЗП с различными

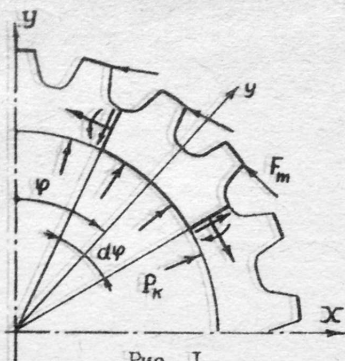


Рис. 1

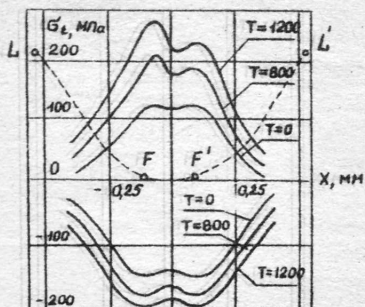


Рис. 2

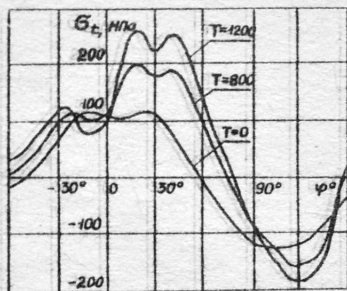


Рис. 3

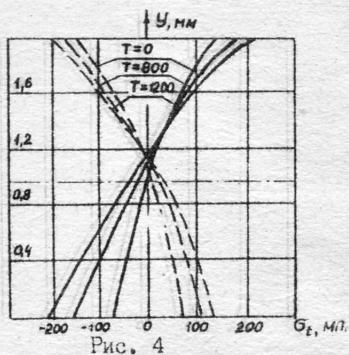


Рис. 4

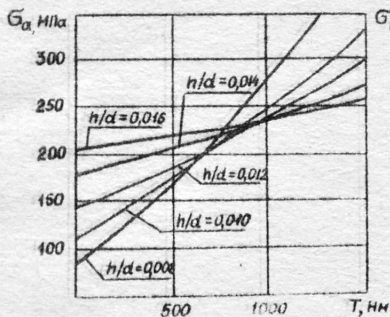


Рис. 5

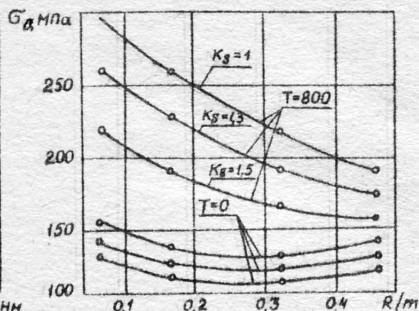


Рис. 6

передаточными отношениями позволила получить зависимость для определения оптимальной толщины стенки гибкого колеса, которая имеет вид

$$h = \left(\frac{10,5 T}{\sigma_{-10} d^3} + 0,007 \right) d$$

где T — передаваемый вращающий момент, Нм; σ_{-10} — предел выносливости стандартного образца, МПа; d — внутренний диаметр гибкого колеса, мм. Данная зависимость позволяет при известных T и d (стандартный ряд передач) выбрать толщину обода зубчатого венца, или определить d при проектных расчетах, когда задается отношение h/d .

Влияние ширины впадины (K_g — отношение ширины впадины к толщине зуба) и минимального радиуса кривизны переходной кривой R на величину амплитудных напряжений приведено на рис. 6. При изменении ширины впадины и радиуса кривизны взаимосвязанно меняются как изгибная жесткость гибкого зубчатого венца, так и концентрация напряжений, что в конечном итоге определяет величину напряжений при деформации венца в нагруженной волновой передаче. Из приведенных на рис. 6 графиков следует, что чем шире впадина между зубьями при одинаковом радиусе кривизны, тем меньше величина напряжений как в нагруженной, так и в ненагруженной передаче. Поэтому широкая впадина эффективна. Однако при нарезании широкой впадины модифицированным инструментом, полученным путем сошлифовывания головок зубьев, этот эффект может быть утрачен, если отсутствует скругление кромки, а радиус закругления образуется путем её затупления.

Расчетные зависимости σ_a от R/m показывают, что радиус кривизны особенно сильно влияет при нагружении зубчатого венца ВЗП вращающим моментом. Поэтому необходимо предусматривать скругление головок зубьев инструмента при нарезании зубьев венца гибкого колеса.

В работе выполнена оценка напряжений, вызванных растяжением срединной поверхности гибкого колеса, которая показала, что максимальное растяжение срединной поверхности имеет место в сечениях по оси симметрии впадины зуба. Но это сечение не совпадает с областью действия максимальных напряжений, которая находится вблизи точки сопряжения переходной кривой с окружностью впадин. Показано также, что доля напряжений от

растяжения срединной поверхности существенно зависит от толщины обода по впадине зубьев. Расчеты показали, что учитывать в упрощенных методиках растяжение срединной поверхности необходимо при толщинах $h/d < 0,01$.

Глава четвертая посвящена экспериментальному исследованию усталостной прочности гибких колес в условиях реального нагружения ВЗП.

Для отработки расчетных методов определения характеристик сопротивления усталости гибких зубчатых колес необходимы натурные испытания на усталостную долговечность. При этом влияние различных случайным образом изменяющихся факторов определяется комплексно.

Исследовались волновые зубчатые редукторы с параметрами гибких колес: $m = 0,5$ мм, $Z = 200$, $\alpha = 3,75$, $h/d = 0,012$ с дисковым генератором. Материал колес сталь 30ХГСА, HRC 28...32. Зубья нарезались инструментом со стандартным исходным контуром. Для обеспечения в процессе эксперимента требуемого уровня нагрузки спроектирована и изготовлена экспериментальная установка, позволяющая создавать нагрузку при испытании передач силой тяжести неподвижных грузов, что существенно упростило проведение эксперимента.

По результатам проведенных испытаний построена кривая усталости, представленная на рис. 7. Обработка результатов экспериментов наклонного участка кривой усталости выполнена методами статистического анализа по результатам испытаний 17 гибких колес. На рис. 7 пунктирные кривые усталости соответствуют различной вероятности неразрушения. Сплошная линия соответствует 50% вероятности неразрушения, уравнение которой в координатах $\lg T - \lg N_d$ имеет вид

$$\lg N_d + 4,153 \lg T = 17,789$$

Предел выносливости испытываемых колес находился по методу "лестницы" по результатам испытаний 15 гибких колес на базе $2 \cdot 10^6$ циклов переменных напряжений. По результатам экспериментов получена функция распределения разрушающих нагрузок в предположении нормального закона распределения логарифма долговечности числа циклов до разрушения. При 50% вероятности неразрушения предел выносливости равен 310,1 МПа, что соответствует вращающему моменту на тихоходном валу 342 Нм. При вероятности

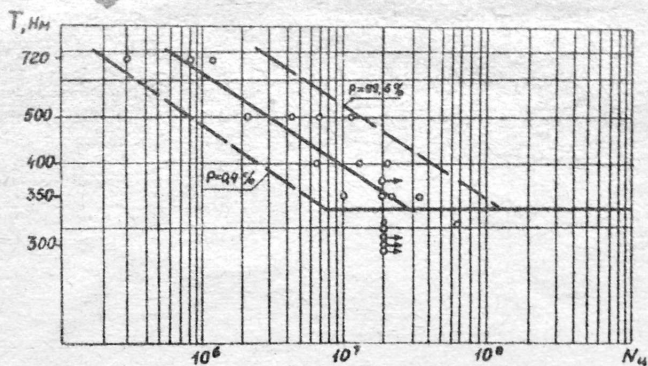


Рис. 7

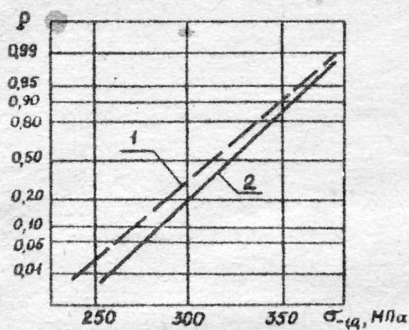


Рис. 8

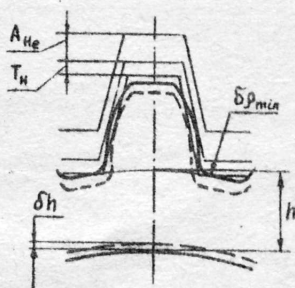


Рис. 9

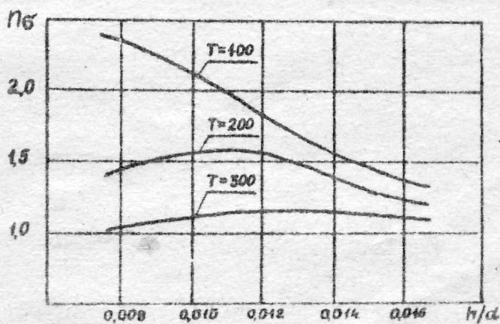


Рис. 10

неразрушения 99% предел выносливости равен 276,2 МПа, а момент 230 Нм (по ГОСТ 23108-78 номинальный момент 200 Нм). Функция распределения показана на рис. 8 пунктирной линией I.

Глава пятая посвящена вероятностной оценке усталостной прочности гибких колес ВЗП.

Для разработки уточненной методики расчета на выносливость гибких колес волновых передач использована статистическая теория подобия усталостного разрушения, предложенная Серенсенем - Когаевым. Основное уравнение этой теории имеет вид

$$\bar{\sigma}_{-1d} = \frac{0,5 \cdot \bar{\sigma}_{-10}}{\alpha_{\sigma}} \left[1 + \left(\frac{1}{88,3} \cdot \frac{L}{\bar{\sigma}} \right)^{-B} \right]$$

где $\bar{\sigma}_{-1d}$ - среднее значение расчетного предела выносливости натурной детали, МПа; α_{σ} - теоретический коэффициент концентрации напряжений; L - периметр рабочего сечения, мм; $\bar{\sigma}$ - относительный градиент напряжений, 1/мм; $B=0,1$ - зависит от материала.

Для определения предела выносливости $\bar{\sigma}_{-1d}$ на основе приведенного уравнения применительно к гибкому зубчатому венцу необходимо достаточно точно определить величины α_{σ} , $\bar{\sigma}$, L . Из анализа условий нагружения и работы зубьев в гибком колесе периметр рабочего сечения принят в расчетах равным ширине венца b . Параметры α_{σ} и $\bar{\sigma}$ определялись методом конечных элементов в опасных сечениях венца.

Вероятностная оценка характеристик сопротивления усталости предопределяет нахождение соответствующих коэффициентов вариации. Коэффициент вариации предела выносливости деталей определяется по известной зависимости

$$v_{\sigma_{-1d}}^2 = v_{\sigma_{max}}^2 + v_{\bar{\sigma}_{-10}}^2 + v_{\alpha}^2$$

где $v_{\sigma_{max}}$ - учитывает статистическую природу усталостного разрушения и определяется по уравнениям теории подобия; $v_{\bar{\sigma}_{-10}}$ - учитывает межпластовое рассеивание свойств металла (в расчетах для стали 30ХГСА принят равным 0,043 согласно литературным источникам); v_{α} - зависит от отклонения фактических размеров зубчатого венца от номинальных, рис. 9.

Применительно к гибкому зубчатому венцу вариация его размеров, влияющих на вариацию предела выносливости может быть связана с

- отклонениями толщины стенки по длине зубьев, вызванными до-

пусками на смещение исходного контура инструментальной рейки T_H , допуском на гарантированный боковой зазор $-A_{He}$ и допуском на внутренний диаметр отверстия гибкого колеса δh ; минимально возможная толщина стенки равна

$$h_{min} = h - (T_H + |-A_{He}| + \delta h)$$

- изменением минимального радиуса кривизны переходной кривой;
- отклонениями максимальной радиальной деформации, вызванными допусками в размерной цепи "вал - генератор - гибкое колесо".

Анализ изменения напряжений с помощью метода конечных элементов показал, что при вариации указанных размеров зубчатого венца наибольшее влияние на коэффициент вариации предела выносливости оказывают радиус кривизны переходной кривой и толщина стенки венца по впадине зубьев. По результатам расчетов σ_α для различных диаметров гибких колес получена упрощенная зависимость, которая может быть использована при вероятностной оценке разрушения, имеющая вид

$$\sigma_\alpha = 0,068 - 0,0001 \alpha$$

где α - диаметр отверстия гибкого колеса.

По результатам выполненных теоретических и экспериментальных исследований разработана уточненная методика расчета на выносливость гибких колес ВЗП, использующая метод конечных элементов и теорию подобия усталостного разрушения. Эта методика учитывает вариацию размеров зубчатого профиля и позволяет выполнять расчеты с заданной вероятностью неразрушения.

На рис. 8 представлено сравнение функции распределения предела выносливости, рассчитанной по данной методике (сплошная линия 2) с функцией, построенной по результатам обработки экспериментов (линия 1) для параметров испытываемых колес. Учитывая многообразие факторов, влияющих на усталостную прочность гибкого колеса совпадение можно считать удовлетворительным. Например, для экспериментальной передачи при вероятности разрушения 0,01 расчетный предел выносливости равен 260 МПа, а полученный по результатам экспериментов 276,2 МПа. Расхождение составляет 6%.

На основе разработанной методики в работе выполнена вероятностная оценка усталостной прочности гибких колес ряда типов-размеров ВЗП. Расчеты показали, что при номинальных моментах и

рациональных толщинах запас прочности по нормальным напряжениям находится в пределах 1,48...1,52, что подтверждает правильность установленных значений номинальных моментов, принятых в ГОСТ 23108-78. Пример расчета запасов прочности в зависимости от относительной толщины для экспериментальной передачи приведен на рис. 10. Как видно, для каждого уровня нагрузки существует оптимальная толщина зубчатого венца, при которой запас прочности будет максимальным.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ РАБОТЫ. ОБЩИЕ ВЫВОДЫ И РЕКОМЕНДАЦИИ.

1. Выполнено сравнение результатов расчетов на прочность гибких колес ВЗП по существующим упрощенным методикам, которое показало их расхождение до 1,7 раза. Это недопустимо при разработке ответственных передач.

2. Разработаны методика, алгоритм и программа на ЭВМ уточненного расчета на выносливость гибкого зубчатого венца, реализующие метод конечных элементов и позволяющие выполнить оценку прочности с заданной вероятностью неразрушения гибких колес любых типоразмеров ВЗП.

3. Впервые в нагруженной передаче исследовано распределение напряжений и их величина во впадине между зубьями в гибком колесе. Определены поля напряжений в зубчатом венце, имеющем реальную геометрию профиля, и выполнен анализ их изменения в зависимости от вращающего момента.

4. Исследовано влияние различных геометрических параметров профиля зубчатого венца на величину и концентрацию напряжений во впадинах зубьев в зависимости от передаваемого момента. Дана оценка величины напряжений от растяжения гибкого колеса. Приведены рекомендации по выбору рациональных параметров зубчатого венца. Получена расчетная зависимость для определения оптимальной толщины стенки гибкого колеса по критерию усталостной прочности для различных типоразмеров и передаточных отношений ВЗП.

5. Проведены экспериментальные исследования долговечности гибких колес, необходимые для обоснования расчетных зависимостей. Расчетным путем получена функция распределения предела выносливости колес, которая подтверждена экспериментом.

6. Определены параметры, входящие в уравнение подобия ус-

талостного разрушения для гибкого зубчатого венца на основе метода конечных элементов. Разработана методика расчетного определения коэффициента вариации предела выносливости, учитывая случайные отклонения размеров зубчатого профиля в пределах допусков на изготовление.

7. Результаты полученных исследований были использованы на предприятии при разработке ответственных волновых зубчатых передач, что подтверждено соответствующими актами о внедрении.

Основные выводы и рекомендации.

1. Показана эффективность применения метода конечных элементов и статистической теории подобия усталостного разрушения для расчета на прочность гибких зубчатых колес.

2. Разработанная методика позволяет более точно рассчитывать нагрузочную способность волновых передач и сократить объем необходимых натурных испытаний на долговечность гибких колес при разработке ответственных и крупногабаритных ВЗП.

3. Исследования показали, что наибольшие напряжения во впадине зубчатого венца локализуются вблизи точки сопряжения переходной кривой с окружностью впадин, где минимальный радиус кривизны. Следовательно, в отличие от обычных зубчатых колес, концентрацию напряжений в гибком зубчатом венце можно характеризовать минимальным радиусом кривизны переходной кривой.

4. Подтверждено, что основными параметрами, влияющими на величину напряжений в нагруженном зубчатом венце, являются толщина обода, минимальный радиус кривизны переходной кривой зуба и ширина впадины между зубьями. Показано, что в нагруженном зубчатом венце минимальный радиус переходной кривой зуба влияет на уровень напряжений более существенно, чем это было получено на реечных образцах (отличие в 2...3 раза). Для снижения уровня концентрации напряжений во впадинах зубьев необходимо предусматривать скругление головки зуба режущего инструмента, а также применять широкую впадину.

5. Показано, что для каждого момента существует оптимальная толщина гибкого колеса, при которой запас прочности будет максимальным.

Основные положения диссертации опубликованы в следующих работах:

1. Шувалов С.А., Горелов В.Н. Определение контактного давления дискового генератора волн и гибкого колеса волновой передачи. :Повышение долговечности и надежности машин и приборов. Тез. докл. Всесоюзной конференции. - Куйбышев, 1981, с. 403 - 404.

2. Шувалов С.А., Горелов В.Н. Силовое взаимодействие звеньев волновой передачи. - Вестник машиностроения, 1981, №9, с.8-10.

3. Горелов В.Н. Напряженное состояние зубчатого венца гибкого колеса волновой передачи. - Известия вузов. Машиностроение, 1982, №10, с. 7 - 10.

4. Шувалов С.А., Горелов В.Н. Расчет координат профиля зубьев эвольвентных колес на ЭВМ. - М., 1982. - 80 с. - Рукопись представлена МВТУ им. Н.Э. Баумана. Деп. в НИИМАШ 6 апр. 1982, №67МШ - Д82.

5. Горелов В.Н. К расчету зубчатого венца гибкого колеса волновой передачи методом конечных элементов. - М., 1982. - 84 с. - Рукопись представлена МВТУ им. Н.Э. Баумана. Деп. в НИИМАШ 27 мая 1982, №100МШ - Д82.

6. Шувалов С.А., Горелов В.Н. Исследование напряжений в гибком зубчатом венце методом конечных элементов. - Вестник машиностроения, 1983, №1, с. 9 - 11.

Горелов



Заказ № 16 , объем I п. л., тираж 100 экз. А-99112

Типография МВТУ им. Н.Э. Баумана 1709 к печ. 5.1.1982