

МНЧ67044

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

ДОМ
ПРЕДАЕТСЯ

На правах рукописи

ГЕВОРИЯН АШОТ КАРЛЕНОВИЧ

УДК.621.833:620.174:621.019

СОПРОТИВЛЕНИЕ УСТАЛОСТИ ЗУБЬЕВ
ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПРЯМОЗУБЫХ КОЛЕС ПО
ИЗГИБУ В ВЕРОЯТНОСТНОМ АСПЕКТЕ

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 - 1987

Работа выполнена на кафедре "Детали машин" московского ордена Ленина, ордена Октябрьской Революции и ордена Трудового Красного Знамени высшего технического училища имени Н.Э.Баумана.

Научный консультант - кандидат технических наук, доцент
ИВАНОВ А.С.

Официальные оппоненты:

Д.т.н., профессор Снесарев Г.А.

к.т.н., доцент Загребельный В.Н.

Ведущее предприятие - ВНИИредуктор

Защита диссертации состоится "18" января 1982 г. на заседании специализированного Совета К 053.15.11 в Московском ордена Ленина, ордена Октябрьской Революции и ордена Трудового Красного Знамени высшем техническом училище им. Н.Э.Баумана по адресу: 107005, Москва, 2-я Бауманская ул., дом 5.

Ваши отзывы на автореферат в двух экземплярах, заверенные печатью, просим направить по указанному адресу.

С диссертацией
Н.Э.Баумана.

Автореферат

Ученый
кандидат техн

МНБ 70444

Подписано к
Заказ 1077

экз.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность работы. Повышение надежности и долговечности современных машин, в большинстве которых передача движения осуществляется зубчатыми колесами, является важной задачей в машиностроении. Решению этой задачи будут способствовать экспериментальные исследования зубчатых колес, направленные на совершенствование методики оценки их надежности.

В настоящее время у большинства современных машин с целью увеличения нагрузочной способности и снижения удельной материалоемкости зубчатые колеса изготовлены с повышенной контактной прочностью за счет закалки рабочих поверхностей зубьев до высокой твердости. В этом случае наиболее вероятным видом разрушения зубьев является излом. Исследованию изгибной прочности зубьев посвящены многие работы, однако нет единого метода оценки надежности зубчатых колес, описывающего комплексное влияние рассеяния случайных параметров на величину сопротивления усталости зубьев по изгибу. Расхождение результатов оценки надежности разными методами, описанными в литературе, вызывает необходимость проведения комплексных исследований зубчатых колес с учетом отдельных и совместных случайных факторов, наиболее влияющих на параметры распределения сопротивления усталости зубьев по изгибу.

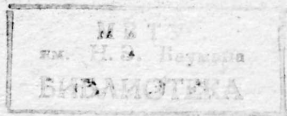
Очевидно, что такой метод позволит выявить наиболее важные параметры зубчатых колес, технологических процессов и условий эксплуатации, на которые необходимо воздействовать в первую очередь.

Цель работы заключалась в уточнении инженерных методов оценки надежности цилиндрических прямозубых колес с учетом результатов комплексного исследования случайных факторов, наиболее влияющих на величину сопротивления усталости зубьев по изгибу.

Методы исследования. Теоретическое исследование проводилось с использованием методов математической статистики и теории вероятностей, метода конформного отображения, разработанного для зубьев цилиндрических прямозубых колес, теории подобия и масштабного фактора, теории зацепления цилиндрических зубчатых колес.

При обработке результатов усталостных испытаний зубьев на пределе ограниченной выносливости использован метод статистической обработки на основе линейного регрессионного анализа, а на пределе длительной выносливости использован метод "лестницы".

Экспериментальное исследование проведено в лаборатории кафедры "Детали машин" МВТУ им. Н.Э.Баумана.



Научная новизна. Поставлена и решена задача уточнения методики расчета вероятности безотказной работы зубчатых колес на сопротивление усталости по изгибу. Предложена методика и даны рекомендации по выбору коэффициента безопасности зубчатых колес на заданную надежность. Установлена статистическая закономерность рассеяния значения случайных параметров: радиуса переходной кривой, твердости поверхности и шероховатости зубьев. Получены зависимости для вычисления величин коэффициентов вариации, характеризующих влияние разброса отдельных и совместных случайных факторов на величину предела выносливости. Разработан способ для определения высоконапряженного объема зубьев. Выведенные уравнения позволяют определить закономерность изменения первого главного напряжения по нормали к контуру и вдоль контура переходной кривой зуба.

Практическая ценность работы заключается в уточнении методики расчета вероятности безотказной работы зубчатых колес по сопротивлению усталости на изгиб. Разработана методика инженерного расчета значений коэффициентов безопасности с разными параметрами зубчатых колес на заданную надежность. Эти методы могут быть использованы при разработке алгоритмов и составлении программ расчета надежности зубчатых колес на ЭВМ.

Разработана методика, позволяющая без проведения дорогостоящих и трудоемких испытаний зубьев на сопротивление усталости определить коэффициент вариации предела выносливости зубчатых колес при наличии результатов измерения величин: радиуса переходной кривой, твердости поверхности и шероховатости зубьев.

Реализация работы. Результаты, полученные в работе, предполагается, в первую очередь, использовать для уточнения и дополнения существующей методики расчета зубчатых колес на сопротивление усталости по изгибу.

Апробация работы. Диссертационная работа доложена в полном объеме и одобрена на заседании кафедры "Детали машин" МВТУ им. Н.Э.Баумана в 1982 г. По материалам диссертации сделаны доклады на XXIX, XXX, XXXI и XXXII научно-технических конференциях профессорско-преподавательского состава ЕрПИ им. К.Маркса в 1982-1985 годах. Важнейшие разделы работы докладывались: на Всесоюзной научно-технической конференции "Несущая способность и качество зубчатых передач и редукторов машин" (г. Алма-Ата, сентябрь, 1985 г.); на республиканском совещании "Вибрации в станках и динамика зубчатых передач" (г. Брест, апрель, 1986 г.); на республиканской научно-технической конференции "Проблемы прочности, надежности,

металлоемкости зубчатых передач и редукторов" (г. Севастополь, май, 1986 г.) и на научно-технической конференции "Перспективные направления создания новых и совершенствование существующих конструкций тяжело нагруженных редукторов и прогрессивная технология их изготовления" (г. Краматорск, июнь, 1987 г.).

Публикация. По теме диссертации опубликованы 5 статей.

Объем работы. Диссертация состоит из введения, четырех глав, заключения, списка использованной литературы и приложения: содержит 143 страницы машинописного текста, 21 таблиц, 43 рисунков и 129 наименований литературных источников.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении работы обоснована актуальность дальнейшего изучения надежности зубчатых колес по изгибу путем комплексного исследования рассеяния значения факторов, наиболее влияющих на параметры распределения сопротивления усталости зубьев. Рассмотрен ряд работ, где, используя методы математической статистики и теории вероятностей, разработаны методы оценки вероятностей безотказной работы отдельных деталей и целых систем, применяемых в различных отраслях машиностроения. Приведен перечень основных экспериментальных и теоретических положений, выполненных в реферируемой работе.

В первой главе (п.4, огл.) проведен обзор существующих способов расчета зуба зубчатого колеса на изгиб, выполнен анализ современных представлений методов оценки вероятности безотказной работы деталей машин, а также их применение к расчету зубчатых колес и обоснованы задачи исследования.

Подразделены способы расчетов зубьев на изгиб по номинальным и местным напряжениям, разработанные в работах А.И.Петрусевича, Г.И.Имана, В.Н.Кудрявцева, Д.Н.Решетова, Л.Д.Часовникова, В.Л.Устищенко, Г.В.Юсипевича и др., а также ГОСТ 21354-75, которые основаны на гипотезе плоских и ломаных сечений, на положениях науки о сопротивлении материалов и теории упругости, метода конформного отображения, а также метода конечных элементов.

В табличной форме приведены методы определения допускаемых напряжений зубьев по изгибу, рекомендованные в работах А.И.Петрусевича, В.Н.Кудрявцева, Д.Н.Решетова, И.С.Цитовича, Л.Д.Часовникова, К.И.Пантихина и др., а также проанализированы особенности расчетов, принятых в международных (AGMA, ISO/DIS 6336/1983, DIN 3990/1980, СЭВ/1983) и национальных (ГОСТ 21354-75) стандартах или их проектах. Отмечены положительные стороны и недостатки вы-

шеперечисленных работ:

- сформулированы общие признаки дифференциации в расчетах допускаемых напряжений;
- указана неидентичность в значениях коэффициентов безопасности при регулярном режиме нагружения, одинаковых материалах и термообработке.

Проанализирован ряд работ, посвященных оценке сопротивления усталости деталей машин в вероятностном аспекте. Привлекает внимание теория подобия усталостного разрушения С.В.Серенсена-В.П.Когалева, оказавшаяся весьма плодотворной. Однако, применение этой теории к многоэлементным деталям, в частности, к зубчатым колесам, имеющим несколько опасных сечений, может привести к существенным погрешностям в расчетах. Существующая формула для определения значения коэффициента вариации предела выносливости не учитывает влияние рассеяния твердости и шероховатости зубьев.

Отмечены работы Д.Н.Решетова, А.С.Иванова, В.З.Фадеева, в которых разработана методика оценки надежности деталей, сводящаяся к многоэлементной последовательной системе. Указана целесообразность применения предложений, содержащихся в этих работах, как основы для разработки методики оценки вероятности безотказной работы зубчатых колес по изгибу.

Исходя из общей цели работы и с учетом вышеизложенного, сформулированы конкретные задачи исследования:

1. Исследование рассеяния значения параметров: радиуса переходной кривой, твердости поверхности и шероховатости зубьев.
2. Исследование коэффициентов вариации пределов выносливости зубчатых колес, учитывающих влияние рассеяния значения параметров радиуса переходной кривой, твердости поверхности и шероховатости зубьев.
3. Разработка методики оценки суммарного коэффициента вариации предела выносливости зубчатых колес, учитывающего влияние рассеяния вышеуказанных параметров.
4. Разработка методики расчетной оценки вероятности безотказной работы испытанного базового колеса.
5. Разработка методики оценки надежности зубчатых колес на сопротивление усталости по изгибу при наличии результатов испытаний базового колеса, а также цилиндрических образцов.

Во второй главе (п.3, огл.) приведены кинематические и механические характеристики объекта испытаний; дано описание и способ измерения величин радиуса переходной кривой r , твердости по-

верхности HV и шероховатости R_z зубьев; представлены результаты измерения и методика оценки числовых характеристик статистических распределений случайных параметров ρ , HV и R_z .

В качестве объекта испытаний выбрано некорректированное зубчатое колесо (как базовое) с наиболее часто применяемыми параметрами в машиностроении: числом зубьев $Z=28$, модулем $m=3$ мм и шириной $B=10$ мм. Среднее значение механических характеристик материала сталь 40Х (улучшенная) получено по пяти образцам, которые вырезаны из зубчатых колес, изготовленных из металла одной и той же технологии.

Величина ρ определена с помощью известных математических зависимостей по результатам измерений величин координат трех точек вблизи участка максимального напряжения, на контуре переходной кривой зуба. Для этого спроектировано специальное приспособление, которое установлено на проекторе БП. Точность определения значения ρ достигает до 0,001 мм при 10-кратном увеличении контура переходной кривой зубьев (при дальнейшем увеличении точность уменьшается из-за появления микронеровностей поверхности). Шероховатость R_z определена согласно ГОСТ 2789-77, при 50-кратном увеличении контура. Поверхностная твердость на торцах зубьев измерена на приборе ТН-2М.

В табличной форме (в приложении) приведены результаты измерения параметров ρ , HV и R_z пронумерованных 28 зубьев каждого из 140 колес, после чего построены гистограммы каждого параметра по генеральной совокупности 3920 зубьев для оценки числовых характеристик статистических распределений (рис.1).

По коэффициенту асимметрии A и эксцессу E установлено, что распределения случайных параметров ρ и HV подчиняются нормальному закону. Обоснования сопутствующих явлений технологического процесса изготовления зубчатых колес позволит установить возможность замены асимметричного распределения R_z на нормальное.

Из анализа результатов параметров ρ , HV и R_z установлено:

- характер распределения случайных параметров ρ и R_z по зубьям в пределах колеса и по 140 колесам идентичен, поэтому средние значения $\bar{\rho}=1,57$ мм, $\bar{R}_z=60$ мкм, средние квадратические отклонения $S_{\rho}=0,11$ мм и $S_{R_z}=15$ мкм, а также коэффициенты вариации $V_{\rho}=0,07$ и $V_{R_z}=0,25$ оценивали из генеральной совокупности 3920 зубьев;
- рассеяние HV по зубьям в пределах одного колеса с рассеянием средней твердости зубчатого колеса $\bar{HV}$ по 140 колесам, соответственно показано на рис.2 и 3 (где $\bar{HV}=300$, $S_{HV}=8...11$,

$\gamma_{HB} = 0,03 \dots 0,04$ и $\overline{HB} = 300$, $S_{HB} = 8$, $\gamma_{\overline{HB}} = 0,03$).

В третьей главе (п.8. отл.) дано описание экспериментальной машины, контрольно-измерительной аппаратуры нагружения, ее тарировки и автоматического отключения, приведены результаты испытаний, способы экспериментально-теоретического исследования влияния отдельных и совместных случайных параметров ρ , HB и R_z на ограниченный и длительный пределы выносливости зубьев, методика оценки вероятности безотказной работы испытываемого базового зубчатого колеса.

Одним из резервов повышения надежности при одновременном снижении металлоемкости зубчатых колес является обоснование расчетных характеристик рассеяния предела выносливости при помощи коэффициентов вариации. Рассмотренные выше факторы влияют на предел выносливости в виде произведения функций этих факторов независимо друг от друга. Используя положения, содержащиеся в исследованиях В.П.Когаева, Д.Н.Решетова, А.С.Иванова и В.З.Фадеева, коэффициент вариации предела выносливости наименее прочного зуба по колесам представлен в виде:

$$\gamma_{\sigma_{\text{пред}}} = \sqrt{\varepsilon^2 [\gamma_{\sigma_{\text{max}}}^2 + (\alpha_1 \gamma_{\rho})^2 + (\alpha_2 \gamma_{HB})^2 + (\alpha_3 \gamma_{R_z})^2] + (\alpha_4 \gamma_{\overline{HB}})^2}, \quad (I)$$

где $\gamma_{\sigma_{\text{max}}}$ — коэффициент вариации предела выносливости, который характеризует естественное рассеяние сопротивления усталости металла, обычно $\gamma_{\sigma_{\text{max}}} = 0,05$; $\varepsilon = (U_p - U_{p_0}) / U_p$ — параметр рассеяния; U_p , U_{p_0} — квантили нормального распределения, соответствующие вероятностям P , $P_0 = \sqrt{P}$, $P_0 = \sqrt{0,5}$ (при $P > 0,5$ квантиль отрицателен); $P_m = V_s / V_s$ — коэффициент масштаба (параметр подобия), характеризующий отношение напряженных объемов зуба V_s и образца, в частности, зуба базового колеса V_s ; $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$ — коэффициенты влияния соответственно от параметров ρ , HB и R_z .

Ниже выписаны функциональные зависимости, связывающие предел выносливости $\sigma_{\text{пред}}$ соответственно со значениями ρ , HB и R_z :

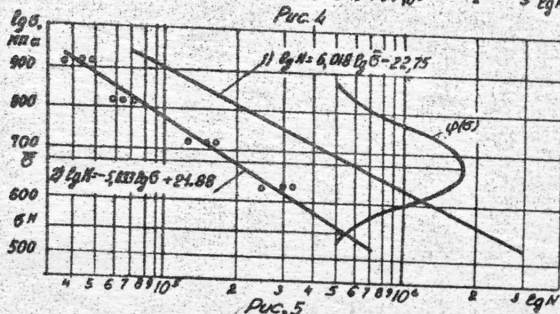
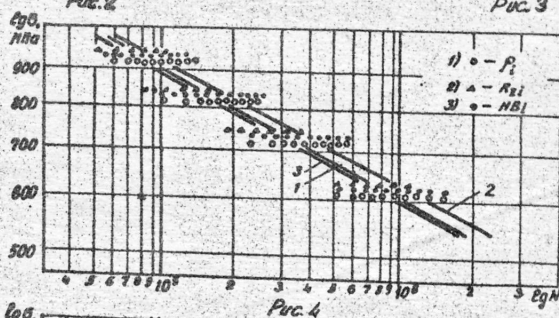
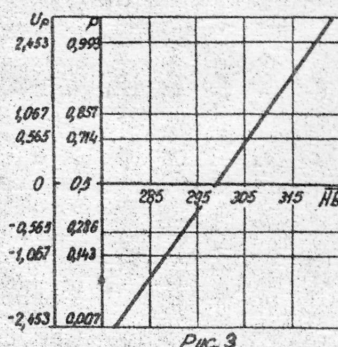
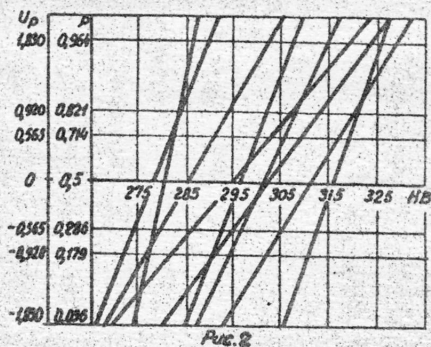
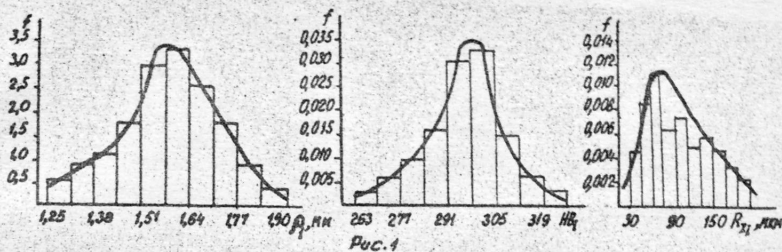
$$\sigma_{\text{пред}}(\rho) = \sigma_{\text{пред}} / [1 + 0,272 \sqrt{(S/\rho)^2}];$$

$$\sigma_{\text{пред}}(HB) = 1,8 HB; \quad (2)$$

$$\sigma_{\text{пред}}(R_z) = \sigma_{\text{пред}}(40) (40/R_z)^{0,073},$$

где $\sigma_{\text{пред}}$ — предел выносливости гладкого образца; S — толщина зуба; $\sigma_{\text{пред}}(40)$ — предел выносливости зуба с шероховатостью поверхности $R_z 40$.

Испытания зубьев на сопротивление усталости проведены на двух одинаковых машинах типа пульсатора, спроектированных по схеме кривошипно-коромыслового механизма с упругим шатуном.



Проведены три серии испытаний зубьев с разными значениями параметров: ρ_i , HV_i и R_{zi} . Внутри каждой серии варьировали значением одного из параметров при постоянных (средних значениях) — двух остальных. Диапазоны значений испытываемых параметров ρ , HV_i и R_{zi} на четырех уровнях напряжений были одинаковыми (табл. I).

Таблица I

Параметры	Значения испытываемых параметров									
ρ_i , мм	I,25	I,34	I,4I	I,54	I,6I	I,67	I,74	I,82	I,85	I,8I
HV_i	290	293	295	298	300	302	305	307	308	310
R_{zi} , мкм	40		60		80		100		140	
									160	

По результатам испытаний на усталость (рис. I) на основе линейного регрессионного анализа получено медианное уравнение кривой усталости:

$$\lg N = -6,018 \lg \sigma + 22,75. \quad (3)$$

При фиксированных значениях циклической долговечности N на четырех уровнях напряжения $\sigma_I = 912$ МПа, $\sigma_{II} = 825$ МПа, $\sigma_{III} = 718$ МПа и $\sigma_{IV} = 614$ МПа (рис. 4) определены значения σ_i для каждого параметра ρ_i , HV_i и R_{zi} из уравнения:

$$\sigma_i = \sigma (N/N')^{1/m}, \quad (4)$$

где m — показатель степени, взятый равным 6,018 из уравнения (3) N_i — текущее значение циклической долговечности.

В случае функции $Y = f(X)$ случайного аргумента X можно приближенно выразить связь $\Delta_Y = f'_X(X) \Delta_X$, вычислив производную $f'_X(X)$ при среднем значении X . Тогда, дифференцируя зависимости (2), соответственно по ρ , HV и R_z , получаем искомые коэффициенты влияния $\alpha_1 = 0,28$; $\alpha_2 = 1,0$; $\alpha_3 = 0,08$.

Суммарный коэффициент вариации предела выносливости зуба применительно к колесу представлен в виде выражения:

$$\sigma_{\sigma_{relm}} = \sqrt{\sigma_{\sigma_{max}}^2 + (0,28 \sigma_{\rho})^2 + \sigma_{HV}^2 + (0,08 \sigma_{Rz})^2}. \quad (5)$$

Для подтверждения достоверности зависимости (I) достаточно проверить приемлемость — (5). С этой целью в зоне предела ограниченной выносливости на тех же уровнях напряжения были испытаны по три зуба с предельными (наихудшими) значениями параметров ρ , HV и R_z . По результатам испытаний (рис. 5) получены уравнения линий регрессии, соответственно, для медианного значения из генеральной

совокупности рассеяния результатов испытаний (кривая 1) и их нижняя граница (кривая 2). Суммарный коэффициент вариации предела выносливости зуба оценивали по формуле:

$$\gamma_{\bar{\sigma}_{\text{фелм}}} = (\bar{\sigma} - \sigma^*) / \bar{\sigma} \mu_p. \quad (6)$$

Вероятность P , которой соответствует нижняя граница на рис. 5, вычислялась статистическим путем, как доля зубьев из общей совокупности, равной 3920, имеющих параметры ρ , HV и R_z не лучше, чем у тех, что отобраны на испытания. Получено: $P = 0,00663$. Это значение вероятности при фиксированной циклической долговечности $N = 10^5$ дало расчетом по формуле (6) значение $\gamma_{\bar{\sigma}_{\text{фелм}}} = 0,054$, а при $N = 5 \cdot 10^5$ — $\gamma_{\bar{\sigma}_{\text{фелм}}} = 0,065$.

Аналогичные испытания при медианных и наихудших значениях ρ , HV , R_z , используя метод "лестницы", проведены и на пределе выносливости при $N = 10^7$. Наихудшие значения, как показал статистический анализ, соответствовали вероятности $P = 0,003316$. Значения предела выносливости при медианных $\bar{\rho}$, $\bar{HV}$, $\bar{R}_z$ получены 540,3 МПа, а при наихудших значениях ρ , HV , R_z — 490,4 МПа. Подставляя соответствующие значения в формулу (6), получаем: $\gamma_{\bar{\sigma}_{\text{фелм}}} = 0,068$.

Результаты расчета $\gamma_{\bar{\sigma}_{\text{фелм}}}$ по формуле (5) при $\gamma_{\bar{\sigma}_{\text{фелм}}} = 0,05$; $\gamma_{\rho} = 0,07$; $\gamma_{HV} = 0,035$; $\gamma_{R_z} = 0,25$ дали значение 0,067. Из сопоставления $\gamma_{\bar{\sigma}_{\text{фелм}}}$, полученных по результатам экспериментов и расчетам, видно, что те и другие близки друг к другу.

По результатам этих исследований конкретизировано значение $\gamma_{\bar{\sigma}_{\text{фелм}}}$, входящее в известную формулу для вычисления квантили нормального распределения μ_p применительно к зубчатым колесам:

$$\mu_p = (1-S) / \sqrt{S^2 \gamma_{\bar{\sigma}_{\text{фелм}}}^2 + \gamma_{\bar{\sigma}_a}^2}, \quad (7)$$

где $S = \bar{\sigma}_{\text{фелм}} / \bar{\sigma}_a$ — условный коэффициент безопасности, вычисленный по средним значениям предела выносливости $\bar{\sigma}_{\text{фелм}}$ и амплитуды напряжений $\bar{\sigma}_a$; $\gamma_{\bar{\sigma}_a}$ — коэффициент вариации $\bar{\sigma}_a$.

Входящие в формулу (7) параметры определены из выражений:

$$\gamma_{\bar{\sigma}_{\text{фелм}}} = \sqrt{\varepsilon^2 [\gamma_{\bar{\sigma}_{\text{фелм}}}^2 + (0,28 \gamma_{\rho})^2 + \gamma_{HV}^2 + (0,08 \gamma_{R_z})^2] + \gamma_{KB}^2 + \gamma_{\text{пл}}^2}; \quad (8)$$

$$\gamma_{\bar{\sigma}_a} = \sqrt{\gamma_F^2 + \varepsilon \gamma_q^2}; \quad (9)$$

$$\bar{\sigma}_{\text{фелм}} = \bar{\sigma}_{\text{фелм}(3)} (1 - \mu \gamma_{\bar{\sigma}_{\text{фелм}}}); \quad (10)$$

$$\bar{\sigma}_a = \bar{\sigma}_F (1 + \mu \gamma_q), \quad (11)$$

где $\gamma_{\text{пл}}$ — межлапочное рассеяние, которое до накопления уточня-

ших данных принимается (0,06...0,08); γ_f - Коэффициент вариации действующих напряжений без учета неравномерности окружного шага зубьев; γ_q - коэффициент вариации нагрузки, вызванной рассеянием окружного шага, согласно исследованиям Д.Н.Решетова и В.З.Фадеев: $\gamma_q = 0,1$; $\mu = -U_p$ - параметр положения (табл.2).

Таблица 2

μ_m	1	2	5	10	20	50	100	200	500
μ	0	0,84	1,13	1,50	1,82	2,20	2,46	2,70	2,99
ϵ	1	0,85	0,73	0,65	0,60	0,54	0,51	0,48	0,46

Для рассматриваемого базового зубчатого колеса с числом зубьев $Z = \mu_m = 28$ из табл.2 выбраны значения $\mu = 1,93$ и $\epsilon = 0,58$. Тогда:

$$S = \frac{\bar{\sigma}_{felim}}{\bar{\sigma}_a} = \frac{\bar{\sigma}_{felim(s)}}{\bar{\sigma}_f} \cdot \frac{(1 - \mu \gamma_{\sigma_{felim}})}{(1 + \mu \gamma_q)} = S_f \frac{(1 - \mu \gamma_{\sigma_{felim}})}{(1 + \mu \gamma_q)} = 0,722 S_f, \quad (12)$$

где $S_f = \bar{\sigma}_{felim(s)} / \bar{\sigma}_f$ - средний коэффициент безопасности зуба.

С учетом $\gamma_{\sigma_{felim}} = 0,087$ и согласно (7) и (12) получены значения S_f , соответствующие P (табл.3).

Таблица 3

Вероятность безотказной работы P	0,77	0,983	0,999
Коэффициент безопасности S_f	1,50	1,75	2,20

Полученные данные S_f идентичны значениям, принятым в ГОСТ 21354-75.

В четвертой главе (п.3, огл.) предложена методика оценки надежности зубчатых колес по изгибу при наличии результатов испытаний зуба базового колеса или цилиндрических образцов.

Чтобы воспользоваться методикой, изложенной в главе 3, необходимо определить значение коэффициента масштаба μ_m для зубчатого колеса. Исходя из этого, рассмотрено изменение первого главного напряжения (ПН) по нормали к контуру (по оси y) σ_y^x и вдоль контура (по оси x) σ_x^x около точки C (рис.6), где ПН меняется в диапазоне (0,95 σ_{max}^x ... σ_{max}^x), т.к. этот напряженный объем является наиболее вероятным местом возникновения усталостной трещины.

Графо-аналитический метод указывает на линейное изменение ПН в данном диапазоне по оси y , которое выражено в виде:

$$\sigma_y^x = \sigma_{max}^x (1 - \bar{\epsilon}_y y), \quad (13)$$

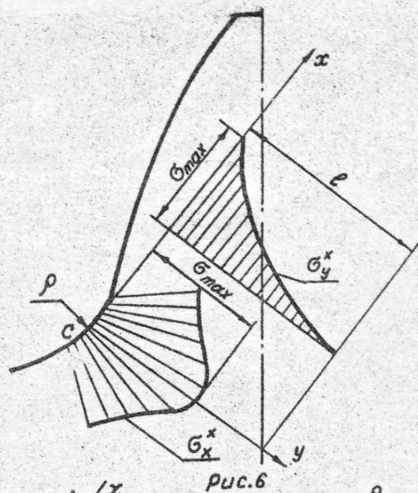


Рис. 6

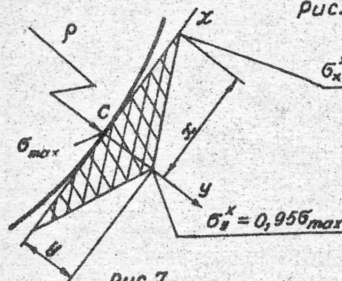


Рис. 7

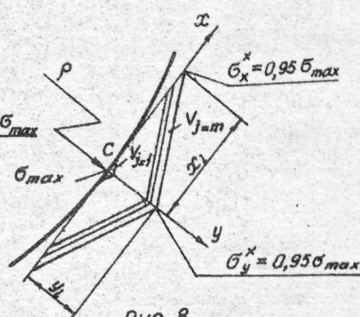


Рис. 8

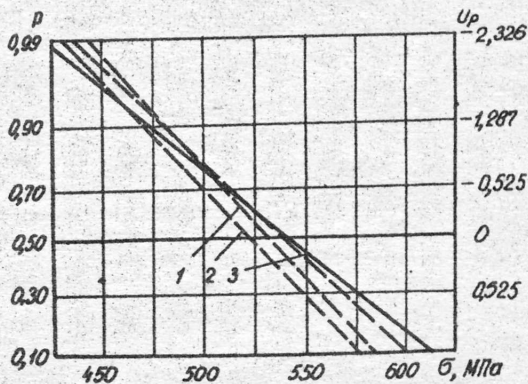


Рис. 9

где y – расстояние по нормали от точки C до точки действия σ_y^* ;
 $\bar{\sigma}_y$ – относительный градиент ПН вблизи точки C .

Характер изменения ПН по оси x представлен на основе разложения напряжения в ряд Тейлора (с пренебрежением членов высшего порядка малости) в виде выражения:

$$\sigma_x^* = \sigma_{\max} \left[1 - K (x/\rho)^2 \right], \quad (I4)$$

где x – расстояние по оси x от точки C до точки действия σ_x^* ;
 K – коэффициент, учитывающий изменение ПН по оси x .

В основу подтверждения правомерности формулы (I4) было положено сопоставление полученных значений с аналогичными величинами, определенными по методу конформного отображения. Заметное расхождение между ними привело к необходимости уточнения значения коэффициента K в формуле (I4). Для этого формула (I4) преобразована относительно K . Далее, подставляя в полученное выражение значения σ_x^* , рассчитанные по методу конформного отображения, в соответствующих точках контура на расстоянии x , определены величины K для зубьев зубчатых колес. Обработав значения K по методу наименьших квадратов, получили уравнение в виде:

$$K = \sqrt{1 + 0,24 \rho / \ell}, \quad (I5)$$

где ℓ – длина нормали по оси зуба (рис.6).

Исследование напряженно-деформированного состояния зубьев цилиндрических прямозубых колес на изгиб позволяет в пределах $(0,95 \sigma_{\max} \dots \sigma_{\max})$ определить величину напряженной площади $A = x y$ (рис.7), где x и y вычислены соответственно из (I3) и (I4), с подстановкой вместо σ_y^* и σ_x^* значения $0,95 \sigma_{\max}$. Напряженный объем зуба представлен в виде:

$$V_z = A B, \quad (I6)$$

где B – длина зуба.

Подстановкой значений параметров базового колеса: $\rho = 1,57$ мм, $B = 10$ мм, $\bar{\sigma}_y = 4,971$ Г/мм, $K = 1,051$ в (I6), с учетом выражений (I3) и (I4), окончательно получено уравнение в виде:

$$\eta_m = 0,324 x \rho B / \bar{\sigma}_y \sqrt{K}. \quad (I7)$$

При разработке методики оценки надежности зубчатых колес на изгиб по результатам испытаний цилиндрических образцов из-за неидентичности характеров цикла нагружения в формулу (I0) в качестве

ве множителя введен коэффициент $R_g = 1,3$.

Как показали наблюдения, усталостная трещина появляется в разных точках в районе переходной кривой зуба. Исходя из этого, общий напряженный объем V_z зубьев и образцов разбит (рис.8) на элементарные объемы $V_{j=1}, \dots, V_{j=m}$ с шагом в $0,01 \sigma_{max}$, а также определены значения элементарных n_{mj} . Тогда вероятность безотказной работы зуба определяется произведением вероятностей безотказной работы элементарных объемов, с учетом значения напряжений в этих объемах. С целью упрощения расчетов при оценке значения n_m учтено отношение общих напряженных объемов зубьев к общим напряженным объемам образца.

Правомерность принятых в этой методике допущений подтвердилась графо-аналитическим сопоставлением расчетного закона распределения предела выносливости зубьев с экспериментальными данными К.И.Пантихина, расхождения между которыми не превышают (3,2... ...4,4)%.

На рис.9 штриховыми линиями показано распределение предела выносливости базового зубчатого колеса, полученное расчетным путем с использованием экспериментальных данных по испытаниям цилиндрических образцов В.И.Тибанова, где номера соответствуют позициям образцов (табл.4). Сплошной линией показано экспериментальное распределение предела выносливости базового зубчатого колеса.

Таблица 4

Поз.	d , мм	ρ , мм	σ_y , I/мм	σ_{-1} , МПа	K
1	5,52	0,26	8,062	240	1,072
2	5,52	2,00	1,363	386	1,725
3	7,52	12,00	0,482	440	4,192

Полученные результаты можно считать удовлетворительными, а методику – приемлемой для технических расчетов на этапе проектирования.

Ниже приведена последовательность методики оценки надежности зубчатых колес по изгибу:

1. Экспериментальным путем или по справочникам находят медианные значения пределов выносливости зуба базового колеса или цилиндрических образцов (такие данные имеются в справочной литературе для целого ряда конструкционных материалов).

2. По формуле (I7) вычисляют коэффициент π_m и по табл.2 находят соответствующие этому коэффициенту значения μ и ϵ .
3. Вычисляют по формулам (8),..., (II) значения $\bar{\sigma}_{\text{фелм}}$, $\bar{\sigma}_a$.
4. По формуле (7) вычисляют квантиль U_p и по ней из таблицы нормального распределения находят вероятность неразрушения зуба.

ОБЩИЕ ВЫВОДЫ И РЕКОМЕНДАЦИИ

1. Расхождение результатов оценок прочности и надежности зубчатых колес, найденных по разным методикам, вызвало необходимость проведения комплексных исследований случайных факторов, наиболее влияющих на параметры распределения сопротивления усталости зубьев по изгибу.

2. Изучено влияние рассеяний параметров p , H_B и R_z на $\bar{\sigma}_{\text{фелм}}$. Рассеяния значений параметров p , H_B и R_z определены измерениями на 3920 зубьях (140 колес с $z=28$). Количество ресурсных испытаний на пределе ограниченной выносливости составило 128 зубьев, а на пределе выносливости - 41 зуб.

3. Установлено, что радиус переходной кривой для зубьев 7-ой степени точности, нарезанных червячной фрезой, распределен нормально с коэффициентом вариации $\bar{\alpha}_p=0,07$.

4. Показано, что твердости зубьев по колесу и среднее значение твердости зубьев колеса по колесам распределены нормально. Коэффициент вариации первого распределения составляет $\bar{\alpha}_{H_B}=0,035$, коэффициент вариации второго распределения $\bar{\alpha}_{H_B}$ определяется отношением шестой части допуска H_B к H_B . Первый коэффициент вариации связан, по-видимому, с рассеянием характеристик структурных составляющих материала по объему, второй - с рассеянием параметров режимов термообработки.

5. Коэффициент вариации шероховатости близок к оценке, равной шестой части поля допуска на шероховатость, получаемой на станке, деленной на среднее значение шероховатости.

6. По результатам проведенного комплексного исследования получены формулы, позволяющие оценить наименее изученный фактор расчета коэффициента вариации предела выносливости зуба и колес в целом по рассеянию технологических параметров. Коэффициенты влияния получены для следующих величин: радиуса переходной кривой $\alpha_1=0,28$; твердости $\alpha_2=1,0$; шероховатости $\alpha_3=0,08$. Эти коэф-

коэффициенты могут быть использованы для выявления и установления объективных закономерностей рассеяний вышеупомянутых случайных параметров, вызванных технологией изготовления.

7. Экспериментальная проверка справедливости предлагаемой формулы (I) для оценки коэффициента вариации предела выносливости зуба по результатам испытаний выборок зубьев, с параметрами рассеяния, близкими к средним и предельным значениям, показала, что погрешность формулы не превышает 6%. Сопоставление расчетного значения $\sigma_{\text{ср.ср.}} = 0,067$ с экспериментальными для предела ограниченной выносливости $N = 10^5$ и при $N = 5 \cdot 10^5$ — соответственно $\sigma_{\text{ср.ср.}} = 0,054$, $\sigma_{\text{ср.ср.}} = 0,045$ и предела выносливости $N = 10^7$ $\sigma_{\text{ср.ср.}} = 0,068$ можно считать удовлетворительным, если учесть, что для получения экспериментального значения коэффициента вариации использованы значения пределов выносливости зуба, соответствующие средней и предельной вероятности разрушения, погрешность получения которых достигает 8% при объемах выборок 10...30 зубьев.

8. Разработана методика расчета вероятности безотказной работы зубчатых колес на сопротивление усталости по изгибу, по результатам испытаний как зубчатых колес, так и обычных цилиндрических образцов. Последняя позволяет уменьшить объем сравнительно трудоемких и дорогостоящих испытаний зубчатых колес.

9. Проверка предложенной методики для оценки среднего значения предела выносливости зубьев зубчатых колес с разными параметрами показала, что расхождение между расчетом и опытными данными, полученными другими авторами, не превышает (4...5)%. Такую погрешность можно считать удовлетворительной, если учесть, что разброс опытных данных достигает до (12...15)%.

10. Разработан способ для оценки параметра подобия усталостного разрушения — расчетный напряженный объем зубьев на изгиб в пределах $(0,95 \sigma_{\text{max}}, \dots, \sigma_{\text{max}})$. Для этого уточнены зависимости позволяющие определять изменение первого главного напряжения по нормали и контуру переходной кривой зубьев в этом объеме.

II. Результаты работы могут быть использованы для уточнения и дополнения при совершенствовании расчета допускаемых напряжений по изгибу, а также представляется полезным учесть при пересмотре национальных и отраслевых стандартов на расчет зубчатых передач их прочность.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ ДИССЕРТАЦИИ ОПУБЛИКОВАНО В СЛЕДУЮЩИХ
РАБОТАХ:

1. Геворкян А.К. Оценка параметров распределения предела изгибной выносливости зубьев зубчатых колес // Изв. АН АрмССР. Сер. ТН. - 1981. - Т. XXXIV, №5. - С.3-10.
2. Геворкян А.К. Влияние случайных факторов на величину коэффициента вариации предела выносливости зуба зубчатого колеса // Изв. АН АрмССР. Сер. ТН. - 1983. - Т. XXXVI, №4. - С.28-33.
3. Геворкян А.К. Оценка суммарного коэффициента вариации ограниченного предела выносливости зубьев зубчатого колеса по изгибу // Изв. АН АрмССР. Сер. ТН. - 1984. - Т. XXXVII, №3. - С.3-7.
4. Решетов Д.Н., Иванов А.С., Геворкян А.К. Оценка рассеивания пределов выносливости на изгиб зубчатых колес в зависимости от технологических факторов // Известия ВУЗов. Машиностроение. - 1985. - №8. - С.15-18.
5. Геворкян А.К. Оценка надежности зубчатых колес по изгибу // Несущая способность и качество зубчатых передач и редукторов машин: Тезисы докладов Всесоюзной научно-технической конференции. - Алма-Ата. - 1985. - Ч.2. - С.83.

