

М 171272

НА ДОМ
НЕ ВЫДАЕТСЯ

Министерство высшего и среднего специального образования СССР

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

Инженер В. З. ФАДЕЕВ

**ВЕРОЯТНОСТНАЯ ОЦЕНКА ИЗГИБНОЙ
ПРОЧНОСТИ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС**

(05.161 — Машиноведение и детали машин)

Диссертация написана на русском языке

Автореферат

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

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

Научный руководитель —
заслуженный деятель науки и техники РСФСР,
доктор технических наук, профессор Решетов Д. Н.

Официальные оппоненты:
доктор технических наук, профессор Когаев В. П.,
кандидат технических наук, старший научный сотрудник
Снесарев Г. А.

Ведущее предприятие — Всесоюзный научно-исследовательский институт строительного и дорожного машиностроения (ВНИИСтройдормаш).

Автореферат 1972 г.

Защита 1972 г.
на заседании факультета МВТУ, 107005,
2-я Бауманская

С диссертацией МВТУ
имени Н. Э. Баумана

Ваши сомнения, заверения, печатный адрес.

Ученый В Л. Н.
к. т. н.,

М171272

В в е д е н и е

Улучшение качества машин, повышение их надежности, долговечности и экономичности неразрывно связаны с совершенствованием методов расчета на прочность всех деталей машин и, в частности, зубчатых передач, которые являются неотъемлемой частью подавляющего большинства современных машин.

Повышение точности расчетов на прочность предопределяет необходимость учитывать все большее количество факторов, влияющих на несущую способность и надежность. Одним из важнейших факторов является фактор случайности величин, определяющих действующие и разрушающие напряжения. Попытки наиболее полно учесть этот фактор привели к созданию вероятностных методов расчета на прочность.

В настоящее время уже разработаны методы вероятностного расчета для некоторых деталей машин таких, как подшипники качения, валы, оси. Для зубчатых колес вероятностного расчета на прочность еще не существует, поэтому вопросы, связанные с его разработкой, следует считать актуальными. Некоторые из таких вопросов рассматриваются в настоящей работе и в рамках поставленной задачи сформулированы следующим образом:

1. Разработка предложения об оценке параметров распределения предела выносливости по результатам испытаний, проведенных в соответствии с требованиями ГОСТа 2860-65, который определяет метод усталостных испытаний материалов.

2. Экспериментальное исследование изгибной усталостной прочности зубчатых колес.

3. Исследование применимости уравнения подобия усталостного разрушения для определения параметров распределения предела выносливости зубьев зубчатых колес.

4. Исследование изменчивости ошибок основного шага зубчатых колес в связи с их расчетом на прочность.

5. Разработка предложения о вероятностной оценке изгибной прочности зубчатых колес.

НТБ МГТУ им. Н.Э. Баумана



1171272

Фадеев В.З. Вероятностная

УДАЛЕТЕЛЬНАЯ

М В Т У
ИМ. Н. Э. БАУМАНА
БИБЛИОТЕКА

Г л а в а I. Усталостная прочность деталей машин в статистическом аспекте

1. Наиболее исчерпывающую характеристику сопротивления усталости дает полная вероятностная диаграмма усталости, отображающая зависимость между действующими в образце или детали напряжениями, числом циклов до разрушения и вероятностью разрушения. Данные, необходимые для построения такой диаграммы, получают после статистической обработки результатов усталостных испытаний, количество которых в значительной степени определяется обоснованностью выбора законов распределения вероятностей для числа циклов до разрушения N и для предела выносливости σ_r . Исследования С.В.Серенсена, В.П.Когаева, М.Н.Степнова показали, что при отказах, вызванных недостаточной изгибной усталостной прочностью, распределение числа циклов до разрушения описывается логнормальным законом с учетом порога чувствительности по циклам, а распределение предела выносливости—логнормальным законом с учетом нижнего и верхнего пределов.

В технических расчетах распределение числа циклов до разрушения можно аппроксимировать логнормальным, а распределение предела выносливости—нормальным законами.

2. Для подавляющего большинства машин нагрузка в процессе эксплуатации изменяется во времени и носит случайный характер. Наиболее полное представление о нагруженности детали дает тензометрирование с последующей статистической обработкой осциллограмм по способу максимумов или способу размахов. Широкое распространение получил также способ корреляционного счета, позволяющий механизировать вычисления распределений максимумов, размахов, а также осуществлять двухкомпонентную систематизацию по размахам на каждом уровне систематической составляющей нагрузки. Обработка экспериментальных данных производится с целью систематизации напряжений (нагрузки) и представлении их в виде спектра амплитуд, т.е. в виде процентного распределения общего числа циклов по величинам амплитуд. Спектр характеризуется плотностью распределения или интегральной функцией распределения. Разброс нагруженности в пределах группы одинаковых деталей учитывают изменчивостью среднего значения амплитуд спектра, оставляя неизменным его форму.

3. Оценка вероятности неразрушения основана на сопоставлении распределений, характеризующих нагруженность и сопротивление усталостным разрушениям. В главе приведен обзор методов определения вероятности неразрушения при стационарной нагруженности.

4. При изучении характеристик надежности методически удобно деталь рассматривать как систему, а места отказов деталей как элементы системы. Вероятность неразрушения детали определяется произведением вероятностей неразрушения ее элементов. Распределение ресурса детали зависит от количества элементов детали и от распределения числа циклов до разрушения каждого из ее элементов.

Г л а в а II. Методика определения параметров распределения предела выносливости при испытаниях на усталость

§ I. Распределение предела выносливости при испытаниях по ГОСТу 2860-65

В нашей стране метод усталостных испытаний материалов определен ГОСТом 2860-65, которым не предусмотрена оценка параметров распределения предела выносливости Y . В соответствии со стандартом за предел выносливости может быть принято напряжение y_c , при действии которого было испытано два образца и ни один из них до базового числа циклов нагружений не был разрушен, а при действии напряжения $y_c + d$ хотя бы один из испытанных образцов разрушился. Здесь d — разность между напряжениями соседних ступеней нагружения, величина которой приведена в стандарте. Значение y_c , полученное в единичном испытании можно рассматривать как одну из реализаций случайной величины Y_c , распределение которой отличается от распределения предела выносливости Y . Исходя из условия минимального количества образцов предложена определенная последовательность поиска величины напряжения y_c . Это позволило провести статистическое моделирование усталостных испытаний и установить связь между распределениями Y_c и Y . При этом оказалось, что среднее значение и среднее квадратическое отклонение предела выносливости определяются по простым зависимостям

$$\bar{y} = \bar{y}_c + as, \quad (2.1)$$

$$s = s_c/b, \quad (2.2)$$

где y_c , s_c - среднее значение и среднее квадратическое отклонение случайной величины Y_c ; α , β - среднее значение и среднее квадратическое отклонение случайной величины $(Y_c - \bar{y})/s$.

Для определения значений α и β построен график. Доверительный интервал для параметров $\bar{y}$ и s определяют по известным формулам математической статистики.

В инженерной практике часто ограничиваются проведением лишь одного испытания по определению значения напряжения y_c . В этом случае предел выносливости y_p с заданной вероятностью неразрушения предлагается вычислять по формуле

$$y_p = y_c + (\alpha + u_p) s, \quad (2.3)$$

где u_p - квантиль нормального распределения, величина которой определяется заданной вероятностью неразрушения; s - среднее квадратическое отклонение предела выносливости, определяемое по литературным источникам или по результатам испытаний в области ограниченного ресурса.

Доверительный интервал для y_p равен

$$y_c + s(\alpha + t_q \beta + u_p) \geq y_p \geq y_c + s(\alpha - t_q \beta + u_p), \quad (2.4)$$

где u_p - квантиль нормального распределения, величина которой определяется уровнем доверительной вероятности.

На основании результатов усталостных испытаний зубчатых колес (глава III) по методу ГОСТа 2860-65 (23) и методу "лестницы" были вычислены средние значения предела выносливости. Сопоставление этих результатов (табл.3.2) показало хорошее совпадение. Доверительные интервалы для средних при испытании по ГОСТу 2860-65 шире, чем при испытаниях по методу "лестницы", что объясняется различным числом испытанных образцов: 4-7 в первом случае и 20-21 во втором.

§ 2. Определение среднего квадратического отклонения предела выносливости с использованием линейного регрессионного анализа

В регрессионном анализе за независимую величину x принимают функцию напряжения $f_1(\sigma)$, а случайной зависимой величиной является логарифм числа циклов до разрушения $\lg N$. Вид функции $x = f_1(\sigma)$ выбирают таким образом, чтобы зависимость $\lg N = f(x)$ была линейной. Так, если уравнение кривой усталости задается в виде

$$\sigma^m N = \text{const} \quad , \quad \text{то} \quad x = \lg \sigma ; \quad (2.5)$$

$$\text{если} \quad \left(\frac{\sigma - \sigma_{-1}}{\sigma_{-1}} \right)^m N = \text{const} \quad , \quad \text{то} \quad x = \lg \frac{\sigma - \sigma_{-1}}{\sigma_{-1}} ; \quad (2.6)$$

$$\text{если} \quad m\sigma - \lg N = \text{const} \quad , \quad \text{то} \quad x = \sigma . \quad (2.7)$$

Число циклов до разрушения N_p в зависимости от вероятности неразрушения P и напряжения σ определяется из соотношений

$$\lg N_p = m(x - \bar{x}) + \overline{\lg N} + u_p \hat{S}, \quad (2.8)$$

$$\hat{S} = \hat{g} h(x), \quad (2.9)$$

где $\overline{\lg N}$, m , $\bar{x}$, $\hat{g}$ — статистические параметры, определяемые по известным формулам регрессионного анализа; $h(x)$ — функция, которая отображает зависимость рассеяния $\lg N$ от напряжения σ и определяется экспериментально; $\hat{S}$ — оценка среднего квадратического отклонения для $\lg N$ при напряжении σ .

При фиксированном значении ресурса $\lg N_p = \lg N$ уравнение (2.8) выражает зависимость предела выносливости при соответствующем базовом числе циклов $N_b = N$ от квантили нормального распределения. Аппроксимируя такую зависимость прямой, проходящей через точку с координатами $u_p = 0$, $\sigma = \sigma_{0.5} = \frac{1}{m} (\overline{\lg N} - \overline{\lg N}) + \bar{x}$ нетрудно найти приближенную оценку для среднего квадратического отклонения предела выносливости S_{σ_r} при соответствующей базе испытания. Если уравнение кривой усталости задано в виде (2.5)

$$S_{\sigma_r} = \frac{\hat{S} \sigma_{0.5}}{0.434 m}, \quad (2.10)$$

если в виде (2.6)

$$S_{\sigma_r} = \frac{\hat{S} (\sigma_{0.5} - \sigma_{-1})}{0.434 m}, \quad (2.11)$$

если в виде (2.7)

$$S_{\sigma_r} = \hat{S} / m, \quad (2.12)$$

где $\sigma_{0.5}$ — предел выносливости при 50% вероятности неразрушения и базовом числе циклов нагружения $N_b = N$; $\hat{S}$ — среднее квадратическое отклонение для $\lg N$ при напряжении $\sigma_{0.5}$. Для проверки зависимостей (2.10) — (2.12) использовались результаты испытаний зубчатых колес (глава III) и образцов. Различие средних квадратических отклонений длительного предела выносливости вычисленных по результатам испытаний в области ограниченного ресурса (2.10) — (2.12) составило в среднем $\pm 20\%$ по срав-

нению с данными испытаний, проводимых по методу "лестницы" в области длительной усталостной прочности.

Г л а в а III. Экспериментальное и расчетное определение параметров распределения предела выносливости зубчатых колес

§ 1. Усталостные испытания зубьев зубчатых колес на изгибную прочность

Испытания зубьев зубчатых колес на усталостную прочность проводили на пульсаторе, спроектированном сотрудником кафедры "Детали машин" МВТУ, к.т.н. Чатыняном Р.М. Основные характеристики зацепления испытуемых зубчатых колес: модуль $m = 3$ мм, число зубьев $z = 28$, ширина зуба $b = 10$ мм, угол наклона зуба $\beta = 0^\circ$, исходный контур по ГОСТ 3058-54, коэффициент смещения исходного контура $\xi = 0$.

Усталостную изгибную прочность зубчатых колес определяли по результатам испытаний не менее 60 зубьев для каждой из указанных в табл.3.1 сталей.

Данные усталостных испытаний в области ограниченного ресурса обрабатывали с помощью линейного регрессионного анализа, что позволило определить статистические параметры уравнения кривой усталости (2.8) и среднее квадратическое отклонение предела выносливости s_{σ_r} . Параметры распределения предела выносливости определяли методом ГОСТа 2860-65 и методом "лестницы". Результаты статистической обработки приведены в табл.3.2.

где $\lg N$, m , $\bar{x}$, $\hat{g}$ - статистические параметры уравнения кривой усталости (2.8); y_c - напряжение, принимаемое ГОСТом 2860-65 за предел выносливости; N_b - базовое число циклов нагружения; α , b - параметры уравнений (2.1), (2.2); $\bar{\sigma}_r$, s_{σ_r} - среднее значение и среднее квадратическое отклонение предела выносливости.

§ 2. Определение предела выносливости зубьев зубчатых колес по уравнению подобия усталостного разрушения

Для описания семейства функций распределения пределов выносливости образцов (деталей) С.В.Серенсен и В.П.Когаев предложили уравнение подобия усталостного разрушения, которое вытекает из статистической теории прочности наиболее слабого звена

Таблица 3.1

Механические характеристики материала
зубчатых колес

Материал	Метод тер- мообработ- ки	Твердость HRC		Предел прочности в кг/мм ²	Предел текучести в кг/мм ²
		Серд- цеви- ны	Поверх- ности		
Сталь 45	нормали- зация	20	20	63	37,5
Сталь 40X	улучше- ние	24	24	86,5	73,5
Сталь 40X	поверх- ностная закалка т.в.ч.	24	55	88,5	76,5

Таблица 3.2

Обозначе- ние	Размер- ность	Материал		
		Сталь 45 нормали- зация	Сталь 40X улучшение	Сталь 40X закалка т.в.ч.
$\overline{\sigma}_N$		4,9406	5,1278	4,7436
m		-5,1042	-5,9638	-4,3498
$\bar{x}$		1,7932	1,9326	2,0833
$h(x)$		σ -1,672	σ -2,2442	σ -1,5464
$\hat{g}$		0,08951	0,1000	0,1694
S_{Gr}	кг/мм ²	2,22	2,72	10,02
Метод ГОСТа 2860-65				
y_c	кг/мм ²	34	54	63
N_s	циклы	$5 \cdot 10^6$	$5 \cdot 10^6$	$1,5 \cdot 10^6$
$\bar{\sigma}_r$	кг/мм ²	35,93	56,54	71,8
Метод "лестницы"				
$\bar{\sigma}_r$	кг/мм ²	36,72	56	70
S_{Gr}	кг/мм ²	2,46	3,41	7,7
N_s	циклы	$2 \cdot 10^6$	$2 \cdot 10^6$	$1,5 \cdot 10^6$

и записывается в виде

$$\lg(\sigma_r - u) = A_L - B \lg \frac{L}{G} + u_p s, \quad (3.1)$$

где A_L , B , u , s — постоянные; u_p — квантиль нормального распределения; L , мм — часть периметра опасного поперечного сечения, прилегающая к зонам концентрации напряжений; G , мм⁻¹ — относительный градиент первого главного напряжения в зоне концентрации напряжений у поверхности образца (детали); σ_r — предел выносливости при симметричном цикле, выраженный в максимальных напряжениях.

Критерий подобия $L/\bar{G}$ для зуба определяется из соотношений

$$\frac{L}{\bar{G}} = \frac{2bm}{\bar{G}_m}, \quad (3.2)$$

$$\bar{G}_m = \frac{2}{\rho/m} + \frac{1}{l/m}, \quad (3.3)$$

где m — модуль; b — ширина зуба; ρ — радиус выкружки зуба в опасном сечении; l — половина толщины опасного сечения зуба.

На основании формулы (3.3) построен график, позволяющий выбирать величину $\bar{G}_m$ в зависимости от числа зубьев зубчатых колес.

Параметры распределения предела выносливости зубьев зубчатых колес, определенные из уравнения подобия (3.1), выражаются зависимостями

$$\bar{\sigma}_r = \bar{\sigma}_{r_0} K_0 K_1 K_2, \quad (3.4)$$

$$S_{\bar{\sigma}_r} = 0,5 \bar{\sigma}_{r_0} (1 - 10^{-2S}) (K_1 - \epsilon_\infty) K_0 K_2, \quad (3.5)$$

где $\bar{\sigma}_{r_0}$ — среднее значение предела выносливости образца с диаметром $d_0 = 7,5$ мм при симметричном цикле; K_0 — коэффициент, учитывающий асимметрию цикла; K_1 — коэффициент, учитывающий чувствительность материала к надрезу и масштабный фактор;

K_2 — коэффициент, учитывающий чистоту поверхности выкружки зуба. Экспериментальная проверка полученных зависимостей, проведенная на основании данных усталостных испытаний автора и других исследователей, показала удовлетворительные результаты.

Г л а в а IV. Вероятностная оценка ошибок основного шага для расчетов зубчатых передач на прочность

При определении напряжения изгиба зуба для вновь проекти-

руемой зубчатой передачи влияние ошибок основного шага принято учитывать расчетной ошибкой, определяемой по формуле

$$\Delta_o = \sqrt{\Delta t_w^2 + \Delta t_k^2}, \quad (4.1)$$

где Δt_w и Δt_k — предельные ошибки основных шагов шестерни и колеса, регламентируемые ГОСТом 1643-56 в зависимости от модуля и степени точности изготовления колес. Принимая во внимание, что ошибка основного шага является случайной величиной, представляется возможным найти распределение вероятностей расчетной ошибки, а значение Δ_o , определяемое по формуле (4.1), рассматривать как один из числовых параметров этого распределения.

§ 1. Распределение ошибок основного шага зубчатых колес

На основании статистической обработки проведенных автором измерений зубчатых колес, изготовленных на станкостроительных заводах им.Серго Орджоникидзе и "Станкоконструкции", было установлено: распределение ошибок основного шага зубчатых колес генеральной совокупности, образованной по признаку одинаковости степени точности изготовления, описывается нормальным законом, среднее квадратическое отклонение которого приближенно равно $0,2 \Delta t$, а среднее значение является случайной величиной, распределенной по нормальному закону со средним значением, равным нулю и средним квадратическим отклонением равным $0,267 \Delta t$.

§ 2. Распределение расчетной ошибки для расчетов прочности зубчатых колес при кратковременных перегрузках

Наиболее нагруженным зубом зубчатого колеса, при прочих равных условиях, является зуб, входящий в зацепление при наибольшей реализуемой разности основных шагов. Поэтому в расчетах на прочность при кратковременных перегрузках наибольшая реализуемая разность основных шагов является расчетной ошибкой Δ_o . Применяя данные, полученные в предыдущем параграфе и некоторые положения статистической теории о распределении крайних членов выборки из нормальной совокупности, находят распределение для расчетной ошибки. Это распределение является нормальным с параметрами, определяемыми по формулам

$$\bar{\Delta}_o = 0,2 \mu \sqrt{\Delta t_w^2 + \Delta t_k^2}, \quad (4.2)$$

$$\sigma_{\Delta_o} = 0,267 \sqrt{\Delta t_w^2 + \Delta t_k^2}, \quad (4.3)$$

где μ — коэффициент, зависящий от сочетания чисел зубьев колеса и шестерни.

§ 3. Распределение расчетной ошибки для расчетов зубчатых колес на усталостную прочность

В расчетах произвольного зуба зубчатого колеса на выносливость, при справедливости линейной гипотезы суммирования повреждений, допустимо расчетную ошибку приближенно определять, как разность между основным шагом рассчитываемого зуба и средним значением шагов, зацепляющихся с ним зубьев сопряженного колеса. Если на выносливость рассчитывают зуб шестерни, то расчетная ошибка равна

$$\Delta_w = x_w - \frac{1}{m_k} \sum_{i=1}^{m_w} x_{ki} \quad , \quad (4.4)$$

если зуб колеса

$$\Delta_k = \frac{1}{m_w} \left(\sum_{i=1}^{m_w} x_{wi} \right) - x_k \quad , \quad (4.5)$$

где x_w и x_k — ошибки основного шага зуба шестерни и соответственно колеса, для которых определяют напряжения; x_{wi} и x_{ki} — ошибки основного шага i -го зуба шестерни и соответственно колеса, зацепляющегося с рассчитываемым зубом; m_w , m_k — число зубьев шестерни и соответственно колеса, которое входит в зацепление с рассчитываемым зубом.

Основываясь на формулах (4.4), (4.5) и применяя тот же подход, что и при выводе зависимостей (4.2), (4.3), находим распределение вероятностей расчетной ошибки Δ для вновь проектируемых зубчатых колес. Это распределение является нормальным, среднее квадратическое отклонение которого можно определять по формуле (4.3), а среднее значение — по следующей формуле

$$\bar{\Delta} = 0,2\mu \sqrt{\Delta t_1^2 + \Delta t_2^2 / m} \quad . \quad (4.6)$$

При расчетах на прочность шестерни в формуле (4.6) $\Delta t_1 = \Delta t_w$, $\Delta t_2 = \Delta t_k$, $m = m_k$; μ — коэффициент, выбираемый по таблице в зависимости от числа зубьев шестерни. При расчетах колеса — $\Delta t_1 = \Delta t_k$, $\Delta t_2 = \Delta t_w$, $m = m_w$; μ — коэффициент, зависящий от числа зубьев колеса.

§ 4. Определение расчетной ошибки в зависимости от вероятности ее появления

При использовании существующих методов расчета зубчатых колес на прочность, а также в процессе определения численным методом распределения вероятностей напряжения изгиба зуба, требуются вычисления значений Δ_o в зависимости от назначенной вероятности $P(\Delta_o)$ т.е. ошибки Δ_{op} , равной

$$\Delta_{op} = \bar{\Delta}_o + u_p \sigma_{\Delta_o} \quad (4.7)$$

После подстановки в (4.7) значений $\bar{\Delta}_o$ (4.6), σ_{Δ_o} (4.3), получаем

$$\Delta_{op} = 0,2\mu \sqrt{\Delta t_1^2 + \frac{\Delta t_2^2}{m}} + 0,28u_p \sqrt{\Delta t_1^2 + \Delta t_2^2}, \quad (4.8)$$

где Δt_1 , Δt_2 , m — те же, что и в формуле (4.6).

Анализ сочетаний чисел зубьев сопряженных зубчатых колес для редукторов общего назначения позволил установить наиболее вероятные значения для μ и m и вычислить вероятность появления расчетной ошибки Δ_o , определяемой формулой (4.1). Оказалось, что такая вероятность равна 0,995–0,985 при расчетах на усталостную прочность, а при расчетах на прочность при кратковременных перегрузках 0,96–0,90.

Г л а в а У. Вероятностная оценка изгибной прочности зубчатых колес

§ 1. Расчет изгибной прочности зубчатых колес при постоянном режиме нагружения

За оценку вероятности неразрушения зубчатого колеса

$P(A)$ принята вероятность неразрушения P_o наиболее слабого зуба, т.е. некоторого условного зуба — наиболее нагруженного и в то же время наименее прочного из всех зубьев зубчатого колеса. Использование расчетной схемы "наиболее слабого звена" позволило получить общую формулу для определения $P(A)$

$$P(A) \geq P_o = 1 - \int_0^{\infty} f_{ao}(\sigma) \Phi_{ro}(\sigma) d\sigma, \quad (5.1)$$

где $f_{ao}(\sigma)$ — плотность распределения действующего напряжения σ_{ao} в корне наиболее нагруженного зуба; $\Phi_{ro}(\sigma)$ — интегральная функция распределения предела выносливости наименее

прочного зуба σ_{ro} .

В случае, когда напряжения σ_{ao} и σ_{ro} распределены по нормальному закону, вероятность $P(A)$ находят по таблицам вероятностей нормального распределения в зависимости от квантили u_p , вычисленной по формуле

$$u_p = \frac{n(1-\mu u_{\sigma_r})K_2 - K_1}{\sqrt{[\varepsilon^2 u_{\sigma_r}^2 + (1-\mu u_{\sigma_r})^2 u_{\sigma_r}^2] K_2^2 n^2 + u_{\sigma_r}^2 + (K_1-1)^2 u_{\Delta_0}^2}}, \quad (5.2)$$

где u_{σ_r} , u_{σ_r} , u_{Δ_0} — коэффициенты вариации предела выносливости σ_r зубьев зубчатого колеса, среднего значения предела выносливости σ_r , внешней нагрузки, расчетной ошибки Δ_0 соответственно; μ , ε — статистические коэффициенты, зависящие от сочетания чисел зубьев шестерни и колеса; K_1 , K_2 — коэффициенты, учитывающие влияние ошибок изготовления на величину напряжения в корне зуба; n — коэффициент запаса прочности.

Рассмотрены способы оценок величин, входящих в зависимость (5.2), и на примере "среднестатистической" передачи проанализирована связь между вероятностью неразрушения зубчатого колеса и коэффициентом запаса прочности. Для этой же передачи исследовано влияние отдельных факторов (рассеяние механических характеристик материала, неопределенность внешней нагрузки, неточность изготовления и т.д.) на вероятность неразрушения зубчатого колеса.

§ 2. Метод облегчения расчета деталей машин при переменных режимах нагружений

В процессе расчета на прочность непрерывные графики режимов нагружения приходится заменять ступенчатыми. Такая замена обуславливает существенную трудоемкость и определенную погрешность расчетов. Эти затруднения могут быть исключены без применения ЭЦВМ, если воспользоваться аппаратом математической статистики (моментами случайных величин).

Для законов распределения, наиболее часто применяемых для описания режимов нагружения, приведены формулы и графики, облегчающие определение эквивалентных напряжений, эквивалентных чисел циклов и коэффициентов повышения пределов выносливости при переменных режимах нагружений.

§ 3. Расчет на изгибную прочность зубчатых колес при переменных режимах нагружений

Расчет на изгибную прочность зубчатых колес при переменных

режимах нагружений рекомендуется проводить по зависимостям, полученным для постоянного режима, путем приведения переменного режима к эквивалентному постоянному режиму.

З а к л ю ч е н и е

1. Статистическое моделирование усталостных испытаний позволило установить зависимости для определения параметров распределения предела выносливости по результатам испытаний, проводимых в соответствии с требованиями ГОСТа 2860-65.

2. Среднее квадратическое отклонение длительного предела выносливости можно определять по результатам усталостных испытаний в области ограниченного ресурса. Формулы, предназначенные для этих целей, получены с использованием данных линейного регрессионного анализа.

3. Использование уравнения подобия усталостного разрушения позволило найти расчетные зависимости для параметров распределения предела выносливости зубьев зубчатых колес. Для определения величины относительного градиента зуба, входящей в эти зависимости, построен график.

4. По результатам усталостных испытаний зубьев зубчатых колес, после соответствующей статистической обработки, построены полные вероятностные диаграммы усталости, характеризующие сопротивление усталостному разрушению и дающие возможность провести экспериментальную проверку, полученных в главах II, III расчетных зависимостей.

5. Проведенные на станкостроительных заводах измерения ошибок основного шага зубчатых колес легли в основу при определении закона и параметров распределения этих ошибок.

6. Влияние ошибок основного шага на прочность зубчатых передач следует учитывать расчетной ошибкой, выбор которой должен проводиться с учетом ее вероятностного характера. Распределение расчетной ошибки аппроксимируется нормальным законом с параметрами, определяемыми в зависимости от вида прочности (статическая, усталостная), степени точности изготовления и числа зубьев сопряженных зубчатых колес.

7. На основании исследования изгибной усталостной прочности зубчатых колес в вероятностном аспекте получены расчетные формулы для определения вероятности неразрушения, а также для выбора коэффициента запаса прочности от требуемой вероятности неразрушения зубчатых колес.

8. Использование аппарата математической статистики (моменты случайных величин) позволило сократить трудоемкость и повысить точность расчета эквивалентных напряжений, эквивалентных чисел нагружений и коэффициентов повышения пределов выносливости при переменных режимах нагружений.

Основное содержание диссертации опубликовано в следующих работах:

1. Распределение наибольшей разности основных шагов сопряженных зубчатых колес. Известия ВУЗов. Машиностроение, 1970, №8.
2. Оценка параметров распределения пределов выносливости при испытаниях на усталость. Вестник машиностроения, 1971, №4.
3. Вероятностная оценка изгибной прочности зубчатых колес. Машиноведение, 1972, № 2.
4. Метод облегчения расчета деталей машин при переменных режимах нагружений. Вестник машиностроения, 1972, № 4.