

М 165173

Министерство высшего и среднего специального образования СССР

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

НА ДОМ
НЕ ВЫДАЕТСЯ

Аспирант И. И. ПЕРЕДРИЙ

ИССЛЕДОВАНИЕ КОНТАКТНОЙ ПРОЧНОСТИ
ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ ПРИ ТИПОВЫХ ПЕРЕМЕННЫХ
РЕЖИМАХ НАГРУЖЕНИЙ

(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 им. Н. Э. Баумана.

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

Официальные оппоненты:
доктор технических наук, профессор Петрусевич А. И.,
кандидат технических наук, старший научный сотрудник
Коновалов Л. В.

Ведущее предприятие — Центральный научно-исследовательский институт машиностроения

1972 г.

» *июня* 1972 г.

анического факуль-
г. Москва, 107005,

экземплярах, заве-
указанному адресу.

библиотеке МВТУ

M165173

Колобов Л. Н.

ВВЕДЕНИЕ

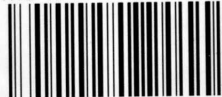
Задача создания материально-технической базы коммунизма требует постройки высокопроизводительных машин, интенсификации, механизации и автоматизации общественного производства. Качество работы машин в значительной мере определяется работоспособностью зубчатых передач. Они составляют наиболее распространенную и важную группу механических передач и применяются в диапазоне мощностей от ничтожно малых до десятков тысяч квт.

М 165/173

Подавляющее большинство современных машин и механизмов работает в условиях переменных режимов нагружений. Поведение материала зубчатых колес при режимах нагружений, близких к эксплуатационным, еще недостаточно исследовано и имеющиеся методики расчета зубчатых передач не позволяют максимально использовать все ресурсы прочности и производительности машин. Сопоставление различных мероприятий по снижению удельной себестоимости цилиндрических зубчатых колес показывает, что мероприятия по повышению нагрузочной способности и долговечности являются наиболее эффективными.

Наиболее серьезным и распространенным видом повреждений зубьев для большинства закрытых, хорошо смазываемых зубчатых колес, особенно средней и низкой твердости, а также твердых, неподверженных большим перегрузкам, является контактное усталостное выкрашивание - питтинг. Выкрашивание заключается в появлении и последующем росте ямок на рабочей поверхности зубьев зубчатых колес, что приводит к повышению контактных напряжений, в связи с уменьшением площадки контакта зубьев, повышению интенсивности износа, возрастанию шума, появлению динамических нагрузок и последующему излому зубьев. При стационарных нагружениях (амплитуда напряжений постоянна), с достаточной для практики точностью, долговечность зубчатых колес может быть определена по кривой выносливости. При нестационарных (переменных) режимах нагружений амплитуды напряжений на поверхности зубьев переменные. В современных методиках расчета зубчатых передач учет переменности режимов нагружения производится путем условной замены, на основе закона суммирования повреждений, действитель-

НТБ МГТУ им. Н.Э.Баумана



1165173

Передрий И.И. Исследования



ного режима нагрузок постоянным, эквивалентным по усталостному эффекту переменному режиму. Наличие кривых выносливости, соответствующих эксплуатационным режимам нагружения, позволило бы более точно рассчитывать зубчатые передачи при нестационарных нагружениях. В настоящее время контактная выносливость материалов зубчатых колес при переменных режимах нагружений еще недостаточно изучена. В связи с этим проведение исследований и разработка расчетов на контактную выносливость в действительных условиях нагрузки имеет существенное значение.

Целью настоящей работы является решение следующих основных задач:

1. Исследование контактной прочности зубчатых передач при типовых переменных режимах нагружения.
2. Исследование влияния внешних ударных нагрузок на контактную прочность деталей.
3. Исследование контактной прочности при переменных режимах нагружений с предварительным накоплением повреждений.

Г Л А В А I

КОНТАКТНАЯ ПРОЧНОСТЬ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС.

В первой главе дан краткий обзор исследований в области контактной усталости материалов зубчатых колес, показано, что современное представление о контактной усталости обязано трудам зарубежных и советских ученых и исследователей в течение XX века. Существенный вклад в изучение контактной выносливости внесли Ф.Ланчестер, М.Финк, У.Гофман, Е.Бакингем, С.Вей, Т.Нисихара, Т.Кобаяси, Т.Кори, А.Мельдаль, Г.Ниман, В.Рихтер и другие. В СССР важные исследования в области контактной прочности выполнили Б.А.Пронин (первая отечественная работа - 1937г.), А.И.Петрусевич, Г.К.Трубин, З.П.Павлов, А.И.Белянин, И.И.Дымшиц, С.Ф.Щетинин, Ю.А.Мишарин, В.П.Мурашко, Р.Р.Гальпер, С.В.Пинегин и другие. В МВТУ им.Баумана под руководством Д.Н.Решетова выполнены работы по исследованию контактной прочности при переменных режимах нагружений и суммированию усталости С.А.Шуваловым и по исследованию контактной прочности зубчатых передач при работе с частыми пусками и остановками И.К.Гануличем. Показана усталостная природа контактного выкрашивания, рассмотрены факторы,

влияющие на контактную выносливость материалов для зубчатых колес: трение в контакте, износ контактирующих поверхностей, смазка, твердость поверхностного слоя. Рассмотрены работы по исследованию влияния режима нагружения на контактную выносливость в условиях ступенчатого и непрерывного изменения нагрузок (З.П.Павлов, А.И.Белянин, Д.Н.Решетов, С.А.Шувалов, В.П.Мурашко, И.К.Ганулич). При программном ступенчатом и плавном нагружениях в определенных условиях, может наблюдаться существенное отклонение от простого линейного условия накопления повреждений ($Q > 1$; З.П.Павлов, С.А.Шувалов, И.К.Ганулич).

Отражены существующие методы расчета зубчатых передач на контактную прочность при переменных режимах нагружений. Переменность режима нагружения может учитываться двумя методами. По первому методу фактический переменный режим нагружения заменяют эквивалентным ему по усталостному воздействию постоянным режимом; за рабочую принимается обычно максимальная длительно действующая рабочая нагрузка, а переменность нагрузок учитывается выбором допускаемых напряжений в зависимости от эквивалентного числа циклов или же расчет ведут по приведенной нагрузке, действие которой в течение базового числа циклов эквивалентно по своему усталостному действию всему комплексу нагружений. Второй метод учета переменности режима нагружения, используемый при упрощенных расчетах, основан на подразделении всех возможных эксплуатационных режимов нагружения зубчатых передач на ряд типовых и сопоставления с ними режимов нагружения рассчитываемых передач; в результате чего нормируются прочностные параметры передач или в расчеты вносятся коррективы к факторам, влияющим на прочность передач.

Г Л А В А II.

МЕТОДИКА ИССЛЕДОВАНИЯ КОНТАКТНОЙ ПРОЧНОСТИ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ.

Режимы нагружений зависят от многих случайных факторов и определяются условиями работы машины. Опыты проведены в соответствии с типовыми переменными режимами нагружений, разработанными кафедрой Детали машин МВТУ им. Н.Э.Баумана. Для экспериментального исследования контактной усталостной

прочности материалов зубчатых колес существуют два метода:

- 1) испытания на роликовых образцах;
- 2) испытания на натуральных зубчатых колесах.

Второй метод испытания, ввиду реальности условий и надежности результатов, предпочтителен, однако, опыты на зубчатых колесах являются намного более трудоемкими, сложными и дорогими; ошибки изготовления зубчатых колес и установки способствуют концентрации нагрузки по зубьям, увеличению разброса результатов испытаний. Эксперименты на роликах-аналогах более просты и дешевы, позволяют легче исключить сопутствующие факторы, влияющие на контактную выносливость, и в значительно более короткие сроки проводить испытания.

Эксперименты проведены с помощью роликовой аналогии на роликовой машине ИМ МВТУ. Испытуемые материалы: 1. сталь 40 X /ГОСТ 4543-61/, улучшенная, *HRC* 29-30; 2. Сталь 45 /ГОСТ 1050-60/, улучшенная, *HRC* 29-30; 3. Сталь 45 /ГОСТ 1050-60/, нормализованная, *HB* 195-207.

При проведении экспериментов ролик-образец (чистота поверхности $\nabla 9$) в осевом направлении жестко фиксирован, а в радиальном - самоустанавливается между тремя нажимными роликами, расположенными под углами 120° относительно друг друга. Воспринимая радиальную нагрузку одновременно в трех точках, ролик-образец вращается с постоянной угловой скоростью и принудительным скольжением, характерным для зубчатых передач, 4,4 % (из условия максимального значения коэффициента трения при качении со скольжением) в масляной среде. Принудительное скольжение образца обеспечивается зубчатой передачей. При скорости скольжения роликов, соответствующей зоне максимальных значений коэффициентов трения, с помощью роликовой аналогии имитируется околупольный участок зацепления. Типовые переменные режимы нагружения воспроизводились программными кулачками, спрофилированными в соответствии с кривыми типовых переменных режимов нагружения. Нагрузка на ролик-образец задавалась предварительно протарированными пружинами и за один оборот кулачка изменялась от нулевого значения до максимального значения G_{max} .

За критерий выхода из строя (отказа) принято такое состояние выкрашиваемой поверхности вдоль какой-либо наиболее разрушенной образующей ролика, когда контактные напряжения,

вычисленные по формуле Герца, близки к предельным, вызывающим обмятие.

Испытания роликов-образцов велись без перерывов в работе роликовой машины и ее масляной системы до разрушения рабочей поверхности ролика в соответствии с принятым критерием выхода образцов из строя. Кратковременные перерывы (1 - 3 минуты) имели место для контроля состояния поверхности. Всего выполнено около 300 экспериментов, что потребовало приблизительно 14 000 часов машинного времени.

При усталостных испытаниях наблюдается неизбежное рассеивание результатов по числу циклов до разрушения, которое зависит от многих факторов. Поэтому результаты экспериментов подвергнуты статистической обработке методом линейной корреляции при постоянной дисперсии логарифма числа циклов до разрушения в предположении рассеивания наработки по усталости в соответствии с логарифмически нормальным распределением. Оценка наличия корреляционной связи между исследуемыми величинами (напряжение - число циклов до разрушения) производилась по преобразованию, введенному Фишером.

Оценка точности определения контактных напряжений и числа циклов до разрушения роликов-образцов производилась по теории случайных ошибок.

Для накопления ударных повреждений использован копер повторно-циклического действия А.И.Лампси. Ролик устанавливался неподвижно в специальном приспособлении. Опора ролика и ударный боек выполнены с цилиндрическими поверхностями. Удары наносились бойком с частотой 750 в минуту. Сила ударов регулировалась высотой падения бойка и поджатием пружин копра. Для измерения силы удара на торце ролика, в непосредственной близости от точки накопления ударных повреждений наклеивался проводочный датчик с базой 3 мм, сопротивлением 100 ом. Строился тарифовочный график при статической нагрузке, создаваемой винтовым прессом через динамометр и ударный боек на ролик, установленный в специальном приспособлении. Нагрузке определенной величины соответствовало строго определенное отклонение светового луча от нулевого положения на пленке осциллографа (Н-102, тензостанция 8А Н4 - 7 М). При динамической тарифовке удары наносились в точку приложения статической нагрузки и цикличес-

кие отклонения светового луча фотографировались на пленку. На основе сопоставления осциллограмм динамического процесса со статическим тарировочным графиком устанавливалась сила удара бойком по поверхности ролика. Длительность удара определялась с помощью отсчетчика времени и составила 0,002 сек. Предельные ударные напряжения, не вызывающие пластического обмятия для исследуемых материалов составили 125 кг/мм^2 , что соответствует 2,6 кратному превышению номинальной нагрузки, соответствующей пределу выносливости роликов-образцов из стали 45 и 2,1 кратному - из стали 40Х, улучшенных до твердости *HRC* 29-30. Эксперименты по исследованию влияния внешних ударных нагрузок на контактную прочность заключались в накоплении ударных повреждений на ролике в нескольких /4 - 6/ точках по окружности с последующим разрушением роликов на роликовой машине РМ МВТУ при соответствующем (постоянном или типовом переменном) режиме нагружения.

Экспериментальное исследование контактной прочности в случаях, когда на переменные режимы нагрузки накладывается работа при постоянном режиме с высокими нагрузками, заключалось в предварительном накоплении повреждений на постоянном режиме с последующим разрушением рабочей поверхности ролика при типовом переменном режиме нагружения.

Г Л А В А Ш

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ И РАСЧЕТЫ ПАРАМЕТРОВ КРИВЫХ УСТАЛОСТИ ПРИ ПЕРЕМЕННЫХ РЕЖИМАХ НАГРУЖЕНИЯ.

На основании обработки опытных данных методом линейной корреляции с постоянной дисперсией вычислены корреляционные уравнения кривых выносливости в вероятностном аспекте. Параметры кривых выносливости на постоянном режиме нагружения при пятидесятипроцентной вероятности отказа образцов ($q = 50\%$, квантиль $U_p = 0$) представлены в таблице I. Здесь σ_0 - предел контактной выносливости, N_0 - число циклов до точки излома кривой выносливости (в логарифмических координатах), m - показатель степени в уравнении кривой выносливости.

Таблица I

Материал	Твердость	Предел прочности ₂ в кг/мм ²	σ_0 в кг/мм ²	$N_0 \cdot 10^{-6}$	m
Сталь 40X	HRC 29-30	106	87,5	19,9	7,77
Сталь 45	HRC 29-30	98	79,5	18,4	7,37
Сталь 45	HB 195-207	62,5	58,5	11,4	5,56

При типовых переменных режимах нагружений за один оборот программного кулачка ролик-образец воспринимал 5000 циклов нагружений. Число блоков циклов нагружений до разрушения рабочей поверхности роликов во всех экспериментах с переменными режимами превышало двадцать. На роликах из стали 40X, HRC 29-30 выполнены эксперименты при тяжелом, среднем-нормальном и легком режимах, на роликах из стали 45, HRC 29-30 - при среднем нормальном и среднем-равновероятном режимах и на роликах из стали 45, HB 195-207 - при среднем-нормальном. По статистически обработанным результатам экспериментов вычислены корреляционные уравнения кривых выносливости и построены графически в логарифмических координатах напряжение-число циклов до разрушения ($\sigma-N$). Экспериментальные значения пределов выносливости σ_{qi} и чисел циклов до точек излома кривых выносливости N_{qi} при типовых переменных режимах нагружений приведены в таблице 2. Кривые выносливости при типовых переменных режимах нагружений можно характеризовать коэффициентами повышения предела выносливости $K_q = \sigma_{qi} / \sigma_0$ и увеличения числа циклов до точки излома кривой выносливости $K_N = N_{qi} / N_0$. Экспериментальные значения коэффициентов K_q и K_N представлены в таблице 2. Расчетные значения коэффициентов K_q и K_N могут быть определены из энергетического критерия и условия линейного суммирования цикловых отношений. Под энергетическим критерием понимается постоянство работы внутреннего трения или пропорциональной ей суммарной работы деформации контактирующих тел для точек излома кривых выносливости при постоянном и типовых переменных режимах нагружений.

Работа деформации за один цикл нагружения деталей с

начальным контактом по линии под действием сжимающей силы может быть определена по формуле:

$$A = 18,872 \left(\frac{z_1 z_2}{z_1 + z_2} \right)^2 \frac{\sigma^4}{E^3} \ln \left[\frac{z_1 + z_2}{\sqrt{z_1 z_2}} \frac{E}{\sigma} e^{-0,191} \right],$$

вытекающей из зависимости $A = \frac{q \sigma}{\delta^2}$ после
подстановки значений q и δ при коэффициенте Пуассона $\mu = 0,3$.

Здесь z_1 и z_2 - радиусы кривизны контактирующих поверхностей, σ - наибольшее контактное напряжение, q - сила взаимодействия контактирующих поверхностей на единицу длины контакта, δ - сближение контактирующих тел, E - приведенный модуль упругости материалов контактирующих тел.

Уравнение энергетического критерия имеет вид:

$$\int_0^{N_{\text{сум}}} \sigma^4 \ln \left[\frac{z_1 + z_2}{\sqrt{z_1 z_2}} \frac{E}{\sigma} e^{-0,191} \right] dN = \sigma_0^4 N_0 \ln \left[\frac{z_1 + z_2}{\sqrt{z_1 z_2}} \frac{E}{\sigma_0} e^{-0,191} \right] \quad (1)$$

$N_{\text{сум}}$ суммарное число циклов напряжений при переменном режиме. Из условия простого линейного суммирования цикловых отношений следует второе уравнение:

$$\int_0^{N_{\text{сум}}} \sigma^m dN = \sigma_0^m N_0 \quad (2)$$

Совместное решение системы уравнений (1) и (2) дает расчетные формулы для определения коэффициентов K_Q и K_N .

При показателе степени кривой выносливости $m > 4$ и наименьшем из действующих напряжений $\sigma_{\min}$

$$K_Q = \sqrt[m-4]{\frac{C_j}{C_0 C_j'}}, \quad (3) \quad K_N = \sqrt[\frac{m}{4}-1]{\frac{C^{\frac{m}{4}} C_j'}{C_j^{\frac{m}{4}}}}, \quad (4)$$

где

$$C_0 = \ln \left[\frac{E}{\sigma_0} e^c \right]; \quad c = \ln \left[\frac{z_1 + z_2}{\sqrt{z_1 z_2}} e^{-0,191} \right];$$

$$C_j = \frac{1 - \nu_k^5}{5(1 - \nu_k)} \ln \left[\nu_k^{\frac{1}{1 - \nu_k^5}} \frac{E}{G_{min}} e^{c+0.2} \right];$$

$$C_j' = \frac{1 - \nu_k^{m+1}}{(m+1)(1 - \nu_k)}; \quad \nu_k = \frac{G_{min}}{G_{max}}; \quad \nu_{kp} = \frac{P_{min}}{P_{max}}; \quad \nu_k = \sqrt{\nu_{kp}}.$$

После замены коэффициента C_0 приближенно эквивалентной ему в диапазоне передаточных чисел $i = 1 \div 10$ и контактных напряжений $G_0 = 40 - 130 \text{ кг/мм}^2$ величиной $\varphi G_0^{1/3}$ (φ - коэффициент пропорциональности) формулы для определения коэффициентов K_Q и K_N при $m > 4$ принимают вид:

$$K_Q = \sqrt[m-4.33]{\frac{C_j}{C_j'}}, \quad (5)$$

$$K_N = \sqrt[\frac{m}{4.33}-1]{\frac{C_j'}{C_j^{\frac{m}{4.33}}}}, \quad (6)$$

здесь

$$C_j = \sum_{i=1}^K \nu_i^{4.33} \xi_i, \quad C_j' = \sum_{i=1}^K \nu_i^m \xi_i;$$

K - число ступеней в режиме нагружения

$$\nu_i = \frac{G_i}{G_{max}}; \quad \nu_{ip} = \frac{P_i}{P_{max}}; \quad \nu_i = \sqrt{\nu_{ip}}; \quad \xi_i = \frac{n_i}{N_{сум}}$$

n_i - число циклов действия нагрузки P_i или напряжения G_i

P_{max} - максимальная действующая нагрузка.

Расчетные значения коэффициентов K_Q и K_N для типовых переменных режимов нагружения с целыми показателями степени m приведены в таблице 3.

Для условий выполненных экспериментов в таблице 2 представлены расчетные значения коэффициентов K_Q и K_N и расчетные значения параметров точек излома кривых выносливости при типовых переменных режимах нагружений в сопоставлении с экспериментальными значениями. Здесь ΔK_Q и ΔK_N - отклонения расчетных значений коэффициентов K_Q и K_N от экспериментальных в процентах. Среднее отклонение расчет-

Таблица 2

[illegible]

Таблица 4

[illegible]

ных абсолютных значений коэффициентов K_Q от экспериментальных по результатам опытов составляет около 1 %, а максимальное значение ΔK_Q не превышает 1,93 %. Среднее отклонение расчетных значений коэффициентов K_N от экспериментальных $\Delta K_{Ncp} = 17,35$ %, а максимальное

$\Delta K_{Nmax} = 36,2$ %. Полученное совпадение расчетных и экспериментальных данных для усталостных контактных испытаний, сопровождающихся неизбежным рассеиванием результатов, следует признать достаточно удовлетворительным.

Таблица 3

m	K_Q			K_N		
	Режим			Режим		
	Тяжелый	Средний нормальный	Легкий	Тяжелый	Средний нормальный	Легкий
4	1,20	1,46	1,82	1,49	1,92	2,53
6	1,18	1,39	1,74	1,71	2,35	3,07
8	1,16	1,33	1,67	1,93	2,65	3,64
10	1,12	1,30	1,64	2,08	3,27	3,03
12	1,11	1,28	1,61	2,23	3,70	4,22

Исследование влияния внешних ударных нагрузок на контактную прочность деталей выполнено при предельных ударных напряжениях, не вызывающих пластического обмятия, 125 кг/мм^2 с различными числами накопления ударных повреждений, а именно: $1 \cdot 10^5$; $2 \cdot 10^5$; $4 \cdot 10^5$; $6 \cdot 10^5$; $8 \cdot 10^5$; $2,5 \cdot 10^6$. Исследованные материалы – сталь 45 и сталь 40X (HRC 29–30).

При каждом из указанных чисел накопления повреждений на различных уровнях напряжений на постоянном, среднем-нормальном режиме нагружения было испытано до разрушения по два – три образца. Ни на одном из испытанных образцов ямок выкрашивания в точках ударных воздействий не появилось. Ямки выкрашивания появлялись и развивались до принятого критерия потери работоспособности равномерно по всей поверхности за исключением точек ударных воздействий. Это свидетельствует об отсутствии разупрочнения материала в зонах ударных воздействий и о местном упрочнении. Эксперименты проведены также на роликах –

— образцах с остаточными пластическими деформациями, равными 2; 4; 6 и 8 мк. Максимальные ударные напряжения составили 160 кг/мм^2 , что превышает примерно в 4 раза номинальную нагрузку, соответствующую пределу выносливости. Так же как и в первом случае, при испытаниях на роликовой машине ямок выкрашивания в точках ударных воздействий не наблюдалось. Числа циклов, выдержанные образцами на заданных уровнях напряжений на роликовой машине, находились в зоне разброса для образцов, испытанных при этих уровнях напряжений без предварительных ударных воздействий.

Для выяснения контактной прочности в случаях, когда на плавные типовые переменные режимы нагружения накладывается работа при постоянном режиме с высокими нагрузками, выполнены эксперименты на роликовой машине. Материал испытуемых роликов — сталь 40Х, улучшенная до твердости *HRC* 29–30, переменный режим — типовой средний — нормальный. Накопление повреждений на постоянном режиме выполнено при следующих трех значениях напряжений σ_n и чисел циклов N_n (таблица 4):

- | | |
|--|---------------------------|
| I — $\sigma_n = 150 \text{ кг/мм}^2$; | $N_n = 1,25 \cdot 10^5$; |
| II — $\sigma_n = 150 \text{ кг/мм}^2$; | $N_n = 2,5 \cdot 10^4$; |
| III — $\sigma_n = 110 \text{ кг/мм}^2$; | $N_n = 10^6$. |

По результатам экспериментов вычислены корреляционные уравнения кривых выносливости и графически построены в логарифмических координатах $\sigma-N$. Экспериментальные значения пределов выносливости σ'_{0j} и чисел циклов до точки излома кривой выносливости N'_{0j} при режимах с предварительным накоплением повреждений приведены в таблице 4. Положение точки излома кривой выносливости при данном режиме можно характеризовать коэффициентами изменения предела выносливости

$K_\sigma^n = \sigma'_{0j} / \sigma_0$ и изменения числа циклов $K_N^n = N'_{0j} / N_0$. Расчетные значения коэффициентов K_σ^n и K_N^n определяются из условия энергетического критерия и условия линейного суммирования повреждений по формулам:

$$K_\sigma^n = \frac{\sigma'_{0j}}{\sigma_0} = \sqrt[m-4,33]{\frac{\alpha C_j}{\alpha' C'_j}}; \quad (7)$$

$$K_N^n = \frac{N_{0j}'}{N_0} = \frac{m}{4.33} - 1 \sqrt{\frac{(\alpha')^{\frac{m}{4.33}} C_j'}{\alpha C_j^{\frac{m}{4.33}}}}; \quad (8)$$

где $\alpha = 1 - y^m x$; $\alpha' = 1 - y^{4.33} x$;
 $x = \frac{N_n}{N_0}$; $y = \frac{b_n}{b_0}$;

коэффициенты x и y - параметры повреждающего постоянного режима.

При отсутствии повреждающего режима коэффициенты x и y равны нулю, соответственно α и α' равны единице и формулы (7) и (8) совпадают с формулами (5) и (6) для определения коэффициентов K_Q и K_N .

Расчетные значения коэффициентов K_Q^n и K_N^n по формулам (7) и (8) для условий экспериментов с накоплением повреждений, а также расчетные значения пределов выносливости и чисел циклов до точек излома кривых выносливости совместны с экспериментальными значениями представлены в таблице 4.

Предельная относительная ошибка определения контактных напряжений составляет 2,3 %, предельная относительная ошибка определения числа циклов нагружения для верхних уровней напряжений не превышает 6 %, а для нижних уровней - 2,5 %.

ВЫВОДЫ

I. Проведено исследование усталостной контактной прочности роликов-образцов при постоянных и типовых переменных режимах нагружений. Спроектировано и изготовлено устройство для ударных испытаний, выявлено влияние внешних ударных нагрузок на контактную прочность при стационарных и нестационарных режимах нагружений. Проведено исследование контактной прочности роликов-образцов при типовых переменных режимах нагружений с предварительным накоплением повреждений. На основе энергетического критерия и условия линейного суммирования цикловых отношений выведены расчетные формулы для оценки параметров точек излома кривых выносливости при типовых переменных режимах

нагружений с предварительным накоплением повреждений.

2. При типовых переменных режимах нагружения кривые контактной выносливости роликов-образцов, построенные в логарифмических координатах максимальные напряжения из числа действующих и число циклов нагружения, смещаются вправо и вверх относительно основной кривой выносливости, построенной по результатам испытаний на постоянном режиме.

3. Во всех экспериментах при типовых переменных режимах нагружений наблюдается повышение пределов выносливости и увеличение числа циклов нагружений до точек излома кривых выносливости, причем, режиму нагружения меньшей интенсивности соответствуют более высокие параметры точки излома кривой выносливости. Так, например, для роликов из стали 40X предел выносливости повысился при тяжелом режиме на 19 %, при среднем - нормальном на 32 % и при легком на 52 %; число циклов до точки излома кривой выносливости возросло в 1,72; 2,01; и 2,22 раза.

4. Сопоставление расчетных значений коэффициентов повышения предела выносливости K_Q и увеличения числа циклов до точки излома кривой выносливости K_N с экспериментальными дало удовлетворительное совпадение при типовых плавных режимах нагружений, что подтверждает справедливость энергетического критерия.

5. Экспериментальные данные, полученные в результате испытаний роликов-образцов при типовых переменных режимах нагружения, дают возможность использовать резервы повышения несущей способности зубчатых передач и более точно рассчитывать их на контактную прочность.

6. Просчеты коэффициента сопротивления перегрузкам для расчетов в принятой до последнего времени форме показали, что при типовых переменных режимах нагружения, варьируемых от нулевого уровня напряжений, экспериментальный коэффициент сопротивления перегрузкам α колеблется около единицы и в расчетах можно принимать $\alpha = 1$.

7. Внешние ударные нагрузки, превышающие в 2,5 - 4 раза номинальные, соответствующие пределу выносливости, накладываемые на циклические нагрузки при постоянных и переменных режи-

мах не снижают контактную выносливость деталей из улучшенных сталей.

8. Предварительное накопление повреждений, например,
 $\sigma_n = 150 \text{ кг/мм}^2 = 1,72 \cdot \sigma_0$; $N_n = 1,25 \cdot 10^5 = 0,385 N_{чк}$
 $\sigma_n = 110 \text{ кг/мм}^2 = 1,26 \cdot \sigma_0$; $N_n = 1 \cdot 10^6 = 0,286 N_{чк}$ существенно снижает эффект повышения предела выносливости.

9. Сопоставление расчетных значений коэффициентов с экспериментальными данными дает удовлетворительное совпадение, что подтверждает справедливость энергетического критерия и в случае сочетания постоянного режима нагружения выше предела выносливости с плавным переменным.

10. Экспериментальное значение коэффициента α при переменных режимах нагружений с предварительным накоплением повреждений колеблется около единицы и в расчетах можно также принимать $\alpha = 1$.

11. Незначительное накопление повреждений, например,
 $\sigma_n = 150 \text{ кг/мм}^2 = 1,72 \cdot \sigma_0$; $N_n = 2,5 \cdot 10^4 = 0,077 N_{чк}$ не оказывает заметного влияния на кривую контактной выносливости при типовых переменных режимах нагружений.

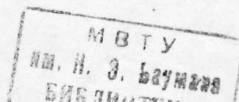
12. Использование методики расчета на основе энергетического критерия приводит к единству форм расчета зубчатых колес как на изгибную так и на контактную прочность.

РЕКОМЕНДАЦИИ К РАСЧЕТАМ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ ПРИ ПЕРЕМЕННЫХ РЕЖИМАХ НАГРУЖЕНИЙ.

Данные рекомендации относятся к расчетам зубчатых передач, изготавливаемых из сталей, имеющих выраженный предел контактной выносливости, т.е. из сталей в улучшенном и нормализованном состоянии.

Расчет при типовых переменных режимах можно производить так же как и при постоянном действии наибольшей нагрузки, но по повышенному пределу выносливости с применением коэффициентов повышения предела выносливости $K_\sigma = \sigma_{0j}/\sigma_0$ и увеличения числа циклов до точки излома кривой выносливости $K_N = N_{0j}/N_0$ (формулы 3, 4 и 5, 6).

Если общее число циклов нагружений N меньше числа циклов до точки излома кривой выносливости при переменном режиме



N_{oj} , расчет ведется по повышенному ограниченному пределу выносливости:

$$\sigma_{Nj} = \sigma_{oj} \sqrt[m]{\frac{N_{oj}}{N}} = K_Q \sigma_o \sqrt[m]{\frac{K_N N_o}{N}}. \quad (9)$$

Коэффициенты K_Q и K_N не учитывают повышения предела контактной выносливости и увеличения долговечности деталей, работающих в условиях значительного абразивного изнашивания, когда стираются слои с зародившимися на поверхности трещинами.

В случаях, когда на переменные режимы нагружения накладывается работа при постоянном режиме с высокими нагрузками, расчетные параметры точки излома кривой выносливости могут быть вычислены с помощью коэффициентов K_Q'' и K_N'' по формулам (7) и (8).

Для зубчатых передач из закаленных сталей, работающих при переменных режимах нагружений, можно также предположить некоторое повышение контактной несущей способности по сравнению с результатами обычных расчетов, но до проведения экспериментов следует сохранить форму расчета, принятую в современных методиках. Для выяснения влияния предварительного накопления повреждений, как ударных, так и при постоянном режиме, на контактную прочность деталей из закаленных сталей требуется также постановка специальных опытов.

СТАТЬИ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ.

1. Исследование контактной прочности зубчатых колес при типовых переменных режимах нагружений, "Известия ВУЗов. Машиностроение", 1972, № 2.

2. Исследование влияния внешних ударных нагрузок на контактную прочность деталей. "Известия ВУЗов. Машиностроение", № 3, 1972.