

М489902

Министерство высшего и среднего специального образования СССР

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

На правах рукописи

ГУРСКИЙ Бронислав Эрнестович

УДК.621.833.1; 620.178.32

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЗОН МИНИМАЛЬНОЙ
КОНТАКТНОЙ ВЫНОСИВОСТИ ЗУБЬЕВ
ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЭВОЛЬВЕНТНЫХ ПЕРЕДАЧ

Специальность 05.02.02 - Машиноведение и детали машин

А В Т О Р Е Ф Е Р А Т
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Москва - 1989

Работа выполнена в научно-производственном объединении
"Всероссийский научно-исследовательский институт строительного и
дорожного машиностроения" - НИО "ВНИИстройдормаш"

Научный руководитель - доктор технических наук, профессор
СНЕСАРЕВ Г.А.

Официальные оппоненты:

д.т.н., профессор Шувалов С.А.,

к.т.н. Голлер Д.Э.

Ведущее предприятие - Ижевское производственное объединение
"Редуктор"

Защи-
на заседа-
ком орден
вого Кра
на по ад

Ваш
печатью,

С д
им. Н.Э.

Авт

Уч
кандид

Л-18
Подпис
Заказ

1989 г.
Московс-
на Трудо-
Н.Э.Баума-
5.

аверенные

ВТУ

1989 г.

ОПОВ

к 100 экз.

М489902

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность. Интенсификация эксплуатации машинного парка ставит задачу повышения показателей надежности различных составных частей машин, в том числе приводных механизмов. Зубчатые передачи являются одним из основных видов приводных механизмов. Поэтому повышение их надежности играет важную роль в выполнении поставленной задачи.

В 80% случаев отказов узлы трения определяют надежность машин. В СССР потери от трения и износа оцениваются в 12 млрд. рублей. Удельный вес отказов зубчатых передач из-за усталостного контактного разрушения (питтинга) активных поверхностей зубьев среди прочих видов повреждений достигает от 30% до 90% в различных отраслях промышленности. Питтинг, или выкрошивание, начинается, как правило, в виде узкой полоски по длине зуба в зоне минимальной контактной выносливости и при прогрессирующем характере своего проявления охватывает всю активную поверхность зуба, выводя передачу из строя.

Ожидается, что дополнительное упрочнение зон минимальной контактной выносливости новыми прогрессивными технологическими методами (например, лазерным, электроискровым) позволит заметно повысить надежность зубчатых передач. Применение прогрессивных технологических методов для упрочнения зон минимальной контактной выносливости сдерживается из-за отсутствия научно обоснованных методов определения этих зон. До сего времени значения параметров, полученных традиционными методами теории упругости, применяемыми для определения зон минимальной контактной выносливости, не находят подтверждения при экспериментальной проверке, а факторы и параметры, имеющие характерные изменения в полюсе зацепления, не несут полной информации для прогнозирования этих зон. Имеет место расхождение между практикой и стандартизованным расчетом, в соответствии с которым прочностные, геометрические и кинематические параметры для зоны минимальной контактной выносливости принимаются по полюсной зоне. Следует особо отметить, что имеют место случаи, когда разрушение начинается ранее расчетного срока, а зоны минимальной контактной выносливости проявляются не там, где ожидается появление начального выкрошивания. Выяснение этих обстоятельств, пре-

I

НТБ МГТУ им. Н.Э. Баумана



1489902

Гурский Б.Э. Определение зо

МВТУ
им. Н.Э. Баумана
ИНВАНТИ

следующее: цель устранения указанных расхождений, повышения надежности, сокращения потерь и снижения металлоемкости является актуальной задачей, имеет научное и практическое значение.

Цель работы. Целью работы является разработка и внедрение методики аналитического определения зон минимальной контактной выносливости активных поверхностей зубьев цилиндрических эвольвентных передач.

Научная новизна. В основу аналитического метода положено предположение, что снижение прочности в зонах минимальной контактной выносливости активных поверхностей эвольвентных зубьев происходит в связи с существенным местным повышением температуры в условиях высоких контактных напряжений. Предложены физическая модель явления и соответствующая ей математическая модель. По этим моделям разработана постановка и выполнено аналитическое решение термоконтактной задачи для цилиндрических эвольвентных передач. Предложен новый кинематический параметр, характеризующий длительность пребывания различных точек активных поверхностей сопряженных зубьев в пределах площадки контакта. Этому параметру придана аналитическая форма и дано название "продолжительность контактирования". Разработан математический аппарат и составлены алгоритмы для определения распределения по активным поверхностям зубьев следующих параметров: нагрузки, напряжений по Герцу, продолжительности контактирования, температуры. Разработан общий алгоритм определения зон минимальной контактной выносливости.

Практическая ценность. Получена возможность уточнить по сравнению с традиционными методами расчеты на контактную прочность, учитывая влияние повышения температуры в зоне контакта. Получена возможность локального упрочнения зон минимальной контактной выносливости, что позволит экономно и эффективно повысить надежность зубчатых передач. Для локального упрочнения можно рекомендовать новые прогрессивные технологические методы, например, лазерный, электроискровой и другие.

Реализация работы. На основе теоретических исследований, результаты которых нашли подтверждение при экспериментальной проверке, выполненной другими исследователями, разработаны и внедрены руководящие нормативные документы для предприятий

Минуглепрома. Эти документы могут быть использованы на предприятиях Минавтопрома, Минстройдормаша, Минтяжмаша и др.

Апробация. Материалы диссертации докладывались на семинарах геометрии и прочности Секции зубчатых передач ЦП НТО Машпром в 1979, 1984, 1986 и 1987 г.г.; на совместном заседании кафедр "Механика" и "Технология машиностроения и ремонта горных машин" в Московском горном институте в 1981 г.; на I, II и III научно-технических конференциях "Триботехника - машиностроению" в 1981, 1983 и 1987 г.г.; на Всесоюзной научно-технической конференции "Несущая способность и качество зубчатых передач и редукторов машин", Алма-Ата, 1985 г.; на секции строительных кранов и манипуляторов научно-технического Совета НПО "ВНИИстройдормаш" в 1988 г.; на Всесоюзном научно-техническом совещании "Технический уровень и качество зубчатых передач и редукторов очистного, проходческого и карьерного оборудования" в Институте горного дела им. А.А.Скочинского, г.Москва, 1988 г.; на кафедре "Детали машин" МВТУ им. Н.Э.Баумана в 1988 г.

Публикация. По теме диссертации опубликовано четыре печатных работы, в том числе одно авторское свидетельство.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, четырех глав, общих выводов и рекомендаций, приложений. Работа включает 82 страницы машинописного текста, 41 рисунок, 2 таблицы, список литературы из 150 наименований, приложение на 36 страницах.

На защиту выносятся:

1. Физическая модель явления.
2. Математическая модель сопряжения пары зубчатых колес.
3. Аналитические методы определения распределения по активным поверхностям зубьев следующих параметров: нагрузки, максимальных контактных напряжений, продолжительности контактирования, температуры.
4. Обобщенный аналитический метод определения зон минимальной контактной выносливости активных поверхностей зубьев цилиндрических эвольвентных передач любых типов.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обосновывается актуальность исследований; отмечены новизна выполненных решений и полученных результатов.

В первой главе рассматривается состояние вопроса определения зон минимальной контактной выносливости активных поверхностей зубьев цилиндрических эвольвентных передач. Отмечается, что с начала 20-х годов этого столетия начато систематическое изучение явления выкрошивания. Анализируются предложенные гипотезы, призванные объяснить механизм выкрошивания и расположение зон минимальной контактной выносливости. Констатируется отсутствие надежных методов определения таких зон. В диссертации задача определения зон минимальной контактной выносливости решена как термоконтактная, использование условий которой основано на факте зависимости проявления выкрошивания от тепловой напряженности в контакте. Поэтому в настоящем исследовании главное внимание уделено тем работам, в которых выявляется зависимость усталостного разрушения от температуры. Отмечается, что механизм процессов искажения кристаллической решетки и нарушения межатомных связей при механическом и тепловом воздействии энергетически равноценны. Это обстоятельство дает возможность для обобщения результатов исследований контактных нагрузок, проведенных с различными деталями машин и в различных условиях эксплуатации, а также для перенесения результатов исследований, полученных при объемном циклическом нагружении на условия контактного циклического нагружения. Значение этого факта становится еще более весомым, если учитывать структуру энергетического баланса трения, показывающую — по большинству экспериментальных исследований и производственных наблюдений — на превалирующую роль перехода механической энергии в тепло. Отмечаемые энергетическая равноценность механического и теплового воздействий, однозначный характер структуры энергетического баланса, локальность высоких нагрузок и температур позволяют предположить, что снижение местной контактной выносливости является прямым следствием высоких значений нагрузок и температур, эффективность разрушительного действия которых находится в прямой зависимости от продолжительности контактирования.

Во второй главе рассматривается решение задачи определения зон минимальной контактной выносливости для однопарного зацепления цилиндрической прямозубой эвольвентной передачи. В теоретическом плане особое место занимает полюсная точка, по которой в стандартизованных расчетах принимаются параметры для

зоны минимальной контактной выносливости и которая, как правило, располагается в зоне однопарного зацепления. На практике необычное однопарное зацепление встретилося автору в сыловой передаче угольного комбайна, где при обычном двухпарном зацеплении ведущим видом отказа было заедание. Переход на однопарное зацепление позволил вывести активные поверхности зубьев из зон высоких скоростей скольжения, в результате чего отмечено повышение устойчивости к заеданию. Однако на следующем эксплуатационном этапе выкрошивание активных поверхностей зубьев стало лимитировать нагрузочную способность рассматриваемой передачи. Поэтому решение вопроса определения зон минимальной контактной выносливости для однопарного зацепления дает ответ как на теоретические, так и на производственные вопросы и стимулирует разработку новых прогрессивных технологических методов для локального упрочнения только этих зон. Эксплуатационные наблюдения показали, что решение задачи определения таких зон для однопарного зацепления предлагаемым аналитическим методом дает ответ с точностью, удовлетворяющей возможности применения, например, одного из новых прогрессивных методов упрочнения — электроискрового.

Предлагается следующая физическая модель явления. Кратковременные высокие контактные циклические нагрузки вызывают пластические деформации тонких поверхностных слоев, приводящие к резкому повышению температуры в локальных поверхностных объемах за счет внутреннего трения. Вслед за резким кратковременным повышением температуры при выходе из контакта происходит такой же резкий спад температуры за счет охлаждения зоны контакта смазывающей жидкостью. Величина и продолжительность резкого подъема температуры с последующим резким охлаждением оказываются достаточными для того, чтобы произошли структурные и фазовые превращения. Повышение температуры приводит к снижению контактной прочности вследствие разупрочнения. При многократном повторении таких превращений, зависящих от величин нагрузок и продолжительности их приложения, проявляются зоны минимальной контактной выносливости. В этих зонах прежде всего зарождаются усталостные трещины, которые развиваются затем в поверхностные усталостные ямки выкрошивания. Предлагается соответст-

вующая математическая модель. Особенность решения задачи заключается в том, что рассматривается не сам физический контакт, а поле зацепления как область S взаимодействия двух контактирующих полупространств, имитирующих сопряжение пары зубчатых колес. Общая контактная линия — линейный источник тепла — с постоянной скоростью движется по полю зацепления, на различных участках которого в течение одного цикла с ней сливаются контактные линии каждого из сопряженных зубьев один раз, но с различной продолжительностью. Движение линейного источника тепла настолько быстро, что тепло не успевает перед ним распространиться и поглощается телом зуба по нормали к поверхности только под контактной линией. Большая теплоемкость материалов зубчатых колес, замкнутость зоны контакта и кратковременность процесса позволяют рассматривать его как адиабатический. Температурное поле рассматривается как квазистационарное. На основе этой модели сопряжение пары зубчатых колес рассматривается как контакт двух полупространств ограничивающими их плоскими прямоугольными поверхностями, равными по размерам полю зацепления S и нагруженными совокупностью всех одновременно действующих нагрузок, направленных по нормали к поверхности и приложенных к каждой точке активных поверхностей зубьев с учетом продолжительности их контактирования. Под продолжительностью контактирования понимается время присутствия в пределах площадки контакта рассматриваемой точки активной поверхности зуба. Представление сопряженных колес контактирующими полупространствами отвечает двум граничным условиям термоконтактной задачи. А именно: 1. Температура в любой точке контакта как одного T_1 , так и другого T_2 соприкасающихся тел равны между собой

$$T_1 = T_2 ; \quad (I)$$

2. потоки тепла, поглощаемые первым Q_1 и вторым Q_2 сопряженными телами, равны суммарной мощности тепловыделения Q в каждой точке контакта.

$$Q = Q_1 + Q_2 . \quad (2)$$

Расчеты показали, что в обычных условиях эксплуатации продолжительность контактирования составляет от 10^{-4} до 10^{-6} с. Малое абсолютное значение времени продолжительности контактирования делает нерациональным определение абсолютной величины

времени приложения нагрузки в любой отдельной точке активной поверхности зуба. Поэтому числовые значения продолжительности контактирования точек активных поверхностей зубьев, включающие в себя как качение, так и скольжение, определяются в относительных величинах. В этом случае в аналитическом плане параметр "продолжительность контактирования" выражается "коэффициентом продолжительности контактирования", определяющим продолжительность существования контакта для рассматриваемых сопряженных точек активных поверхностей зубьев. С целью аналитического определения параметра "коэффициент продолжительности контактирования" определяется параметр "коэффициент разделения тепловых потоков". Этот последний параметр имеет в относительных величинах свои конкретные значения для любых точек активных поверхностей сопряженных зубьев. С учетом сказанного каждое из значений Q_1 и Q_2 можно представить

$$\left. \begin{aligned} Q_1 &= \varepsilon_1 Q \\ Q_2 &= \varepsilon_2 Q \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

где $\varepsilon_1, \varepsilon_2$ - коэффициенты разделения тепловых потоков сопряженных эвольвентных зубьев. Отношение величин удельных потоков тепла $Q_1 : Q_2$ должно равняться отношению величин удельных скольжений $v_1 : v_2$ эвольвентных профилей в рассматриваемых точках, т.к. именно величины v_1 и v_2 характеризуют продолжительность контактирования точек активных поверхностей зубьев. Тогда для коэффициентов разделения тепловых потоков имеем

$$\left. \begin{aligned} \varepsilon_1 &= \left(1 + \frac{v_2}{v_1}\right)^{-1} \\ \varepsilon_2 &= \left(1 + \frac{v_1}{v_2}\right)^{-1} \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

При одинаковых теплофизических параметрах материалов сопряженных зубчатых колес коэффициенты разделения тепловых потоков для каждого из полупространств будут одновременно являться коэффициентами продолжительности контактирования. Произведение величин передаваемой нагрузки и продолжительности контактирования $P \varepsilon$ рассматривается как постоянная плотность потенциала простого слоя, распространенного по плоским прямоугольным по-

верхностям нагружения двух контактирующих полупространств. Температура в контакте в этом случае определится

$$T(x, y, z) = \frac{1}{\lambda_1 + \lambda_2} \frac{1}{2\pi} \iint_S \frac{P \varphi}{R} dF. \quad (5)$$

где λ_1, λ_2 — коэффициенты теплопроводности материалов колес; x, y — координаты поверхности поля зацепления; z — координата, направленная в тело полупространства по нормали к поверхности. Множитель перед интегралом (5) определяет масштаб безразмерной части и не оказывает влияния на форму эпюры распределения температур. Поэтому в исследованиях при определении этих эпюр рассматривается выражение

$$T^*(x, y, z) = \frac{1}{2\pi} \iint_S \frac{P \varphi}{R} dF. \quad (6)$$

В выражениях (5) и (6) имеем dF — элемент площади нагружения; R — расстояние между точкой наблюдения и точкой нагружения на поверхности контакта. Проведенные вычисления как для поверхности ($z = 0$), так и в глубине материала ($z \neq 0$) показали совпадение результатов при определении зон минимальной контактной выносливости высоконапряженных зубчатых колес. В производственных условиях зона минимальной контактной выносливости была обнаружена на зубьях ведущей шестерни прямозубой однопарной силовой передачи угольного комбайна. Расчетное значение высоты зоны минимальной контактной выносливости от вершины зуба равняется 15,07 мм, а замеренное штангензубомером находится в пределах 15,5–16,0 мм. Приводим некоторые результаты расчетов: радиус начала активной поверхности на ножке зуба равен 78,32 мм; радиус зоны минимальной контактной выносливости равен 80,35 мм; радиус начальной окружности равен 83,0 мм. Данные по передаче: модуль $m = 11$ мм; числа зубьев $z_1 = 14$ и $z_2 = 34$; коэффициенты смещения $x_1 = 1,05$ и $x_2 = 1,32$; коэффициент высоты головки зуба $h_{\alpha} = 1,0$; коэффициент перекрытия $\varepsilon_{\alpha} = 1,0$; рабочая ширина венца передачи $b_w = 80$ мм; частота вращения шестерни 149 об/мин; материал шестерни и коле-

са сталь 25Х2ГНТА; термообработка — цементация с закалкой до HRC 57...62; толщина цементационного слоя до I, I мм; смазка окунанием — масло индустриальное 30; передаваемый номинальный крутящий момент равняется 14800 Нм; число циклов нагружений $N_z = 2,5 \times 10^7$; параметр шероховатости активной поверхности зуба $R_z \leq 20$ для неприработанных поверхностей; степень точности 9-9-8Х. На примере расчета указанной передачи с однопарным зацеплением можно считать обоснованной принятую предпосылку о более значительном влиянии температуры на проявления зон минимальной контактной выносливости в условиях контактного усталостного разрушения поверхностей, чем об этом до сих пор было принято думать. Такой вывод подтверждается металловедческим анализом шлица зуба однопарного зацепления, который показал возникновение в зонах разбития питтинга температуры порядка 300-400°C и снижение твердости с HRC 57...62 до HRC 47...52.

В третьей главе решается задача о распределении нагрузки в условиях многопарного зацепления с целью распространения аналитического метода определения (прогнозирования) зон минимальной контактной выносливости на цилиндрические эвольвентные передачи любых типов. С решением этой задачи неразрывно связана возможность определения нагрузки в каждой точке активных поверхностей зубьев в любой момент зацепления. А возможность такого определения позволит непосредственно решать вопрос о повышении надежности зубчатых колес. Известные методы решения задачи о распределении нагрузки в условиях многопарного зацепления не рассматривают вопросов определения нагрузки на всех точках активных поверхностей зубьев. Решение этого вопроса в условиях многопарного зацепления позволяет решить задачу о распределении нагрузки по активным поверхностям зубьев с целью выявления зон с максимальной величиной контактных напряжений. Наличие информации о расположении таких зон является необходимым для объяснения локального проявления выкрошивания, а также для продолжения исследований, связанных с точным прогнозированием зон минимальной контактной выносливости. Полученные результаты решения задачи о распределении нагрузки пригодны при рассмотрении цилиндрических эвольвентных передач любых типов, и эти результаты можно применять при аналитических исследованиях. Известно, что дополнительный поворот тела колеса, находящегося

в постоянном зацеплении с неподвижной шестерней, за счет упругих деформаций зубьев говорят о равенстве таких деформаций, измеренных, например, по основной окружности, во всех одновременно сопряженных парах зубьев в рассматриваемый момент зацепления. Это обстоятельство позволяет написать следующие уравнения как основу для аналитических исследований:

для двухпарного зацепления

$$\frac{P_1}{C_1} = \frac{P_2}{C_2}, \quad (7)$$

для n -парного зацепления

$$\frac{P_1}{C_1} = \frac{P_2}{C_2} = \dots = \frac{P_n}{C_n}, \quad (8)$$

где $P_1, P_2, \dots, P_n$ — нагрузки, воспринимаемые первой, второй, ..., n -ой парами сопряженных зубьев в рассматриваемый момент зацепления колес; $C_1, C_2, \dots, C_n$ — жесткости сопряженных зубьев в контактных точках в соответствующий момент зацепления. Возможность дальнейших аналитических исследований по уравнениям (7) и (8) обусловлена наличием полной информации о числовых значениях жесткостей сопряженных зубьев в каждой точке контакта по активной линии зацепления. Однако имеющаяся информация об этих величинах до сих пор ограничена, число опубликованных результатов по проведенным экспериментам сравнительно мало, а проведение самих экспериментов чрезвычайно трудоемко. Проведенный анализ выявил сходное распределение жесткостей по линии зацепления, полученное различными авторами и в различных условиях испытаний. Это обстоятельство позволяет распространить характер распределения жесткостей на все типы цилиндрических эвольвентных зубчатых колес. Предлагаемое решение основано на аналогичном распределении последовательностей двух величин: 1. экспериментальной — жесткостей C сопряженных зубьев вдоль активной линии зацепления и 2. теоретической — приведенных радиусов кривизны $\rho_{\text{пр}}$ вдоль линии зацепления. Отметим, что для нулевых (несмещенных и равносмещенных) передач при передаточном числе, равном единице, кроме отмеченного совпадения последовательностей самих величин C и $\rho_{\text{пр}}$, имеет место также и совпадение осей симметрии графиков этих величин, построенных

на линии зацепления, с прямой, проходящей через полюс зацепления перпендикулярно линии зацепления. Этим самым выявляется подобие условий однозначности при наличии подобия начальных и граничных условий. Условиями однозначности здесь является собственно правильная (аналогичная) последовательность величин C и $\rho_{пр}$ вдоль линии зацепления. Начальными условиями здесь является вход в зацепления рассматриваемой пары сопряженных зубьев, а граничными – положение осей симметрии графиков величин C и $\rho_{пр}$. При подобии условий однозначности и подобии начальных и граничных условий рассматриваемые явления считаются подобными, и, следовательно, критерии подобия должны быть равны. А это означает, что при подобном расположении последовательностей величин C и $\rho_{пр}$ вместо обобщенного уравнения (8) можно написать

$$\frac{P_1}{\rho_{пр.1}} = \frac{P_2}{\rho_{пр.2}} = \dots = \frac{P}{\rho_{пр.n}} \quad (9)$$

где в дополнение к (8)

$\rho_{пр.1}, \rho_{пр.2}, \dots, \rho_{пр.n}$ – приведенные радиусы кривизны сопряженных профилей в одновременно контактирующих точках пар зубьев. Из уравнения (9) получаем для нагрузок, воспринимаемых отдельными парами зубьев, например, при двухпарном зацеплении

$$\left. \begin{aligned} P_1 &= P \frac{\rho'_1 \rho'_2}{\rho'_1 \rho'_2 + \rho''_1 \rho''_2} \\ P_2 &= P \frac{\rho''_1 \rho''_2}{\rho'_1 \rho'_2 + \rho''_1 \rho''_2} \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

где в дополнение к (7) – (9)

P – общая нагрузка, передаваемая парой сопряженных зубчатых колес; $\rho'_{1,2}$ – радиусы кривизны сопряженных профилей в каждой из точек контакта в рассматриваемый момент зацепления. В диссертации подробно рассматривается решение вопроса о распределении нагрузки в условиях многопарного зацепления и определения нагрузки в каждой точке активной поверхности зуба для зубчатых колес любых типов. Здесь лишь отметим, что предложен-

ний метод не претендует на точность определения собственно нагрузки. Однако этот метод верно решает вопрос о распределении нагрузки по активной поверхности зуба, а значит позволяет точно определить зоны максимальных контактных напряжений. Напомним, что до сих пор отсутствует аналитический метод определения распределения нагрузки по активным поверхностям зубьев.

В четвертой главе рассматривается решение вопроса определения зон минимальной контактной выносливости активных поверхностей зубьев цилиндрических эвольвентных колес любых типов. Общие положения физической и математической моделей здесь не отличаются от уже высказанных при решении задачи для однопарного прямозубого зацепления. Основное отличие здесь — это необходимость учета распределения нагрузки в условиях многопарного зацепления, которая выполняется с учетом решений, полученных в третьей главе. В качестве примера приведены результаты расчета, выполненного для прямозубой шестерни, экспериментальное исследование которой, выполненное другими исследователями, подтвердило правильность принятого решения. Расчетная зона минимальной контактной выносливости совпала с зоной пересопряжения одно- и двухпарного зацепления на ножке зуба. В той же зоне проявились первые признаки выкрошивания, т.е. расчетная и фактическая зоны минимальной контактной выносливости совпали. Данные по передаче: модуль $m = 4$ мм; числа зубьев $Z_1 = 17$ и $Z_2 = 34$; коэффициенты смещения $x_1 = x_2 = 0$; коэффициент высоты головки зуба $h_\alpha = 1,0$; коэффициент перекрытия $\epsilon_\alpha = 1,61$; рабочая ширина венца передачи $b_w = 15$ мм.

Схемы и формулы расчета для косых зубьев не отличаются от схем и формул расчета для прямых зубьев. Однако параметры, входящие в результирующие формулы, учитывают специфику зацепления, свойственную косозубым передачам. Приводятся результаты расчета, выполненного для косозубой передачи автомобильной коробки передач. Расчетная зона минимальной контактной выносливости располагается на головке зуба на расстоянии 0,6 мм от полюсной зоны. Данные по передаче: модуль нормальный $m_n = 4,5$ мм; числа зубьев $Z_1 = 26$, $Z_2 = 34$; угол наклона зубьев $\beta = 32^\circ 43' 08''$; коэффициенты смещения исходного контура $x_1 = x_2 = 0$; степень точности 7-6-8-X; цементация зубьев до НРС

56 на глубину 0,9...1,3 мм. На рис. I показано расчетное распределение температуры по активным поверхностям зубьев в условиях выкрошивания для всех трех примеров, приведенных в автореферате: прямой зуб однопарного зацепления, т.е. коэффициент перекрытия равен единице $\varepsilon_\alpha = 1,0$; прямой зуб с зонами одно- и двухпарного зацепления, $\varepsilon_\alpha = 1,61$; косой зуб с зонами двух- и трехпарного зацепления, $\varepsilon_\alpha = 2,1$. В диссертации приводятся фотографии этих зубьев, отбракованных по выкрошиванию, расчетная зона минимальной контактной выносливости которых совпала с реально проявившейся. В работе был выполнен численный эксперимент, целью которого было определить влияние коэффициентов смещения на положение зоны минимальной контактной выносливости. Исследовалась косозубая передача со следующими данными: $m_n = 2,5$ мм; $\xi_1 = 23$; $\xi_2 = 95$; $\cos \beta = 0,95$; межосевое расстояние $a_w = 160$ мм; коэффициенты смещения: I вариант $\chi_1 = 1,0$; $\chi_2 = 1,076$; II вариант $\chi_1 = 0,405$; $\chi_2 = 1,672$. Выяснено, что зона минимальной контактной выносливости смещается вслед за направлением смещения: при положительном смещении зона минимальной контактной выносливости смещается вверх по зубу по сравнению со своим первоначальным положением, а при отрицательном смещении — вниз.

В общих выводах и рекомендациях приводятся главные результаты работы и даются рекомендации для последующего развития темы. Подчеркивается, в частности, то, что весомой составляющей общего экономического эффекта от внедрения результатов работы является возможность дополнительного локального упрочнения лишь зон минимальной контактной выносливости, а не всей активной поверхности зубьев. Это обстоятельство позволяет считать предлагаемые методы упрочнения энергосберегающими.

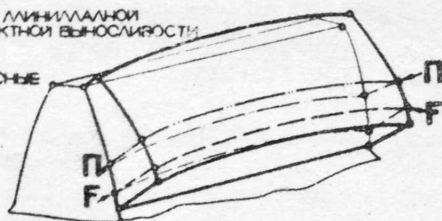
В приложениях даются схемы для расчета характерных точек на поле зацепления и приводятся соответствующие аналитические выражения.

ОБЩИЕ ВЫВОДЫ И РЕКОМЕНДАЦИИ

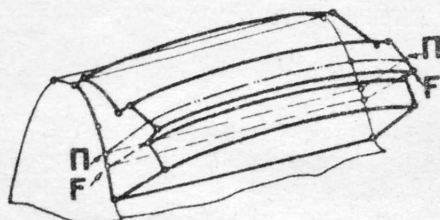
I. В диссертации решена актуальная научно-техническая задача — разработан аналитический метод определения зон минимальной контактной выносливости активных поверхностей зубьев цилиндрических эвольвентных передач любых типов с целью уточ-

FF - зоны минимальной
контактной выносливости

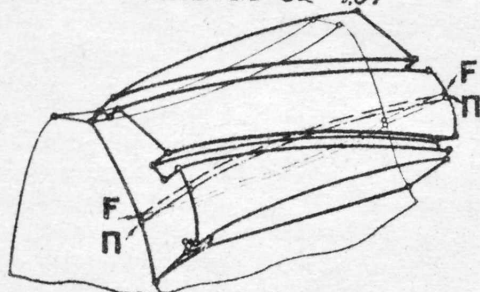
пп - полосные
зоны



ПРЯМОЙ ЗУБ - $\epsilon_\alpha = 1,0$



ПРЯМОЙ ЗУБ - $\epsilon_\alpha = 1,01$



КОСЫЙ ЗУБ - $\epsilon_\alpha = 2,1$

Рис. I

нения расчетов на контактную прочность путем привлечения параметров, принадлежащих реальной зоне минимальной контактной выносливости, и получения возможности локального упрочнения только указанных зон новыми прогрессивными технологическими методами.

2. Результаты аналитического расчета нашли подтверждение при экспериментальной проверке, выполненной другими исследователями, а также в производственных условиях в различных отраслях промышленности.

3. Результаты настоящей работы позволяют: а) прогнозировать расположение зон минимальной контактной выносливости; б) приступить к использованию новых прогрессивных технологических методов для экономного и эффективного упрочнения только указанных зон.

4. Задача определения зон минимальной контактной выносливости решена как термоконтактная, использование условий которой основано на факте зависимости проявления выкрашивания от тепловой напряженности в контакте.

5. Предложен новый кинематический параметр, которому дано название "продолжительность контактирования" и придана аналитическая форма.

6. Разработаны алгоритмы расчетов для определения на активных поверхностях зубьев: а) распределения нагрузки; б) распределения напряжений по Герцу; в) распределения температуры; г) распределения продолжительности контактирования; д) зон о максимальной величине контактных напряжений; е) зон минимальной контактной выносливости. Эти алгоритмы позволяют прогнозировать зоны минимальной контактной выносливости и выделять их на активных поверхностях зубьев новых зубчатых колес для предэксплуатационного локального упрочнения.

7. Экономический эффект от внедрения результатов работы складывается из: а) использования метода прогнозирования зон минимальной контактной выносливости активных поверхностей зубьев новых зубчатых колес; б) освоения промышленностью разработанной методики расчета таких зон; в) возможности использования прогрессивных технологических методов для локального упрочнения лишь этих зон, а не всей активной поверхности зубьев;

это обстоятельство позволяет считать названные методы упрочнения энергосберегающими; г) повышения надежности высоконапряженных зубчатых колес в результате локального упрочнения названных зон.

8. Рекомендациями для последующего развития обсуждаемого направления являются: а) создание специализированных экономичных установок, встраивающихся в существующие технологические линии изготовления зубчатых колес, для высокопроизводительного локального упрочнения; б) разработка показателей надежности зубчатых колес в условиях выкрошивания по реальным зонам минимальной контактной выносливости, определенным предлагаемым методом.

ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ ДИССЕРТАЦИИ ОТРАЖЕНЫ В СЛЕДУЮЩИХ РАБОТАХ:

1. Гурский Б.Э. К вопросу определения нагрузки в любой точке активных поверхностей эвольвентных зубьев // Триботехника - машиностроению: Тезисы докладов II Всесоюзной научно-технической конференции. - Пушино-на-Оке, 1983. - М.: НПО НАТИ, 1983. - С.140.

2. Гурский Б.Э. Аналитическое определение областей минимальной контактной прочности эвольвентных зубьев // Несоущая способность и качество зубчатых передач и редукторов машин: Тезисы докладов Всесоюзной научно-технической конференции. - Алма-Ата, 1985. - М.: ЦП НТО Машпром, 1985. - Часть I. - С.69-70.

3. Гурский Б.Э. О повышении долговечности зубчатых передач строительных манипуляторов // Науч. тр. / ВНИИстройдор-маш. - 1988. - Вып. III. - Совершенствование конструкций кранов и манипуляторов. - С.36-43.

4. А.с. 299308 СССР, МКИ⁴ В 23 f 21/16. Червячная фреза /М.В.Хоруженко, Б.Э.Гурский, Б.А.Зеленко (СССР). -

№ 1374152/25-8; Заявлено 04.XI.1969; Оpubл. 26.III.1971, Бюл.

№ 12 // Открытия. Изобретения. - 1971. - № 12. - С.37.

бгч/5-