

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Зайцев, И. М.** Эксплуатация и ремонт суперкаландров / И. М. Зайцев. – М. : Лесная пром-сть, 1981.

2. **Milukov, O.** Près de 50 licences soviétiques ont été vendues en Finlande / O. Milukov //

Licensiontorg. – 1988. – № 24. – С. 8-10.

3. **Новик, Ф. С.** Оптимизация процессов технологии металлов методами планирования экспериментов / Ф. С. Новик, Я. Б. Арсов. – М. : Машиностроение; София : Техника, 1980.

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 19.04.2006

A. A. Zholobov, V. A. Logvin
Features of processing of filled paper rolls of supercalender (FPRS) by cutting tools with the updated cutting edge
Belarusian-Russian University

In article have considered effect of speed of updating of cutting edge of cup-tip tools on dynamics of process of processing FPRS. Have offered equations of regression for definition of components of force of cutting depending on technological parameters, have made optimization of dynamics of process of processing.

УДК 621.833:620.191

Р. М. Игнатищев, д-р техн. наук, проф., Ю. В. Машин, П. В. Другаченко

ОСНОВЫ НОВЫХ ПУТЕЙ УПРЕЖДЕНИЯ ПИТТИНГА В ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧАХ

В статье изложены результаты исследований питтинга в зубчатых передачах, учитывающие явление повышения контактного напряжения в околуполусных зонах.

Введение

Основной причиной низкой долговечности эвольвентных зубчатых передач закрытого типа является контактное выкрашивание зубьев (питтинг).

Существуют следующие нормативные документы: ГОСТ 21354-87 «Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет зубьев на контактную прочность»; DIN 3990-2 «Колеса зубчатые цилиндрические. Расчет несущей способности по питтингу (язвенной коррозии)»; ISO 6336-2 «Расчет допустимой нагрузки прямозубых и косозубых цилиндрических зубчатых передач. Расчет критической выносливости поверхности (выкрашивания)»; учебная литература уже более 45 лет также учит будущих инженеров упреждению питтинга в зубчатых передачах: «Расчет зубьев цилиндрических колес на контактную проч-

ность» [1], «Расчет зубьев по контактными напряжениям» [2], «Расчет на контактную прочность активных поверхностей зубьев» [3], «Расчет зубьев цилиндрических передач на контактную прочность» [4] и др.

Проведенные нами в 2003-2005 гг. эксплуатационные обследования зубчатых передач показали, что проблему возникающего в них питтинга (на поверхностях зубьев в местах перехода ножек в головки) пока, несмотря на большие прилагавшиеся усилия, решить не удалось [5]. Это обусловлено отсутствием учета явления повышения (в указанных зонах) контактных напряжений. Данное явление было обнаружено Р. М. Игнатищевым [6]. К настоящему времени исследования существенно расширены. Авторы считают целесообразным изложить их и указать пути решения проблемы питтинга, воз-

никающего в околополюсных зонах эвольвентных передач.

Причина повышения контактных напряжений на поверхностях зубьев в околополюсных зонах эвольвентных передач

Явление повышения контактных напряжений в зубчатых передачах графически изображено на рис. 1, где σ_0 – контактные напряжения в начале эксплуатации передачи; σ_{Hlim} – предел контактной выносливости материала; t, N – время работы передачи (число циклов нагружений).

Причина повышения контактных напряжений — существенное уменьшение радиусов кривизны в местах перехода ножек зубьев в головки, причиной

же уменьшения являются неравномерные по профилям эксплуатационно-нормальные износы. Они минимальны в зонах полюсов, максимальны примерно посередине ножек (речь идёт об основной массе применяемых передач — нулевых и мало от них отличающихся).

При этом имеются в виду износы, к которым специалисты применяют термин «ничтожно малые износы». Этот термин употребим, когда речь идёт об оценках изгибной прочности зубьев. К сожалению, его используют и в случаях, когда говорят о питтинге. Показать существенность влияния «ничтожно малых износов» на радиусы кривизны является одной из главных задач данной статьи.

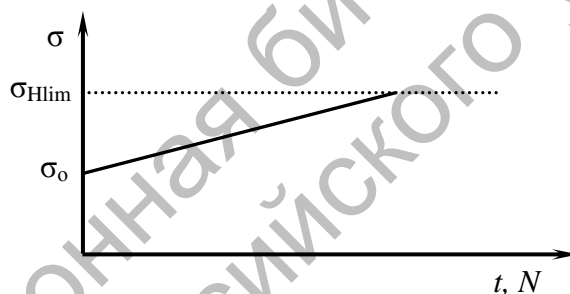


Рис. 1. Картина монотонно-существенного увеличения контактных напряжений в околополюсных зонах зубчатых передач

Общая признанность места расположения на профиле опасного (прогрессирующего) питтинга

Тесная связь явления разрушений материалов с действующими в них напряжениями установлена и общепризнана специалистами. В том числе и для питтинга.

Так, пусть σ – действующее напряжение; σ_{min} – минимальное разрушающее его значение (при котором в материале начинают появляться трещины).

Общепризнанное правило: если обеспечивается выполнение условия

$\sigma > \sigma_{\text{min}}$, то трещины будут возникать; трещины не будут появляться, если $\sigma < \sigma_{\text{min}}$.

В это сложившееся представление не вписываются зубчатые передачи, когда речь заходит об их расчётах на контактную прочность.

Об этом свидетельствует критика, которой подвергся А. И. Сакович [7], предлагавший расчёт зубьев на контактную прочность вести не для участков активных профилей зубьев, которые находятся в непосредственной близости к линии, делящей зуб на

головку и ножку, а для участков, соответствующих концам линии зацепления.

А. И. Сакович предполагал, что максимальные контактные напряжения действуют на участках активных профилей зубьев, взаимодействующих на концах линии зацепления, но эта позиция была оспорена практически всеми специалистами-экспериментаторами [6, 7].

Учёт действительных радиусов кривизны устраняет имевшее место несоответствие и усиливает общее правило: трещины в материалах появляются, при прочих равных условиях, в тех местах, где действуют большие напряжения.

Практически все специалисты по зубчатым передачам констатировали: *опасный, который надо упреждать, питтинг возникает в околополюсной зоне.*

Опираясь на результаты собственных исследований [5], мы хотим дать

лишь одно уточнение по физике рассматриваемого явления – на распространённый термин «прогрессирующий питтинг» необходимо наложить ограничение: употребление этого термина сохранится для случаев, когда речь идёт о передачах модулем 4 мм и менее; когда же речь идёт о передачах модулем 7 мм и более, то мы не наблюдали прогрессирующего питтинга. Как правило (рис. 2, 3), он исчезает.

Но питтинг в околополюсной зоне нельзя допускать и при модулях 7 мм и более по той причине, что он приводит к значительной динамике механической системы в целом. В дальнейшем, употребляя термин «питтинг», мы имеем в виду «питтинг в околополюсной зоне» (в зонах сопряжения ножек зубьев с их головками).

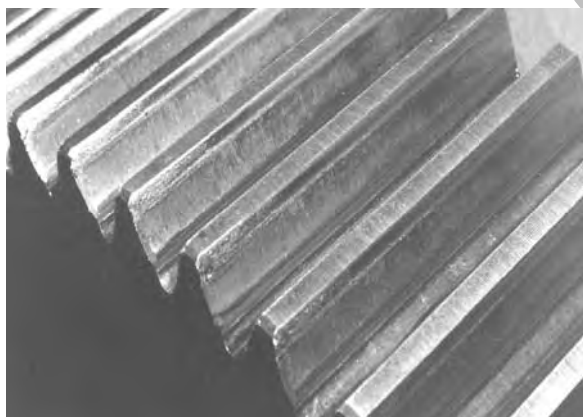


Рис. 2. Искажение боковой поверхности зубьев ведомого колеса колесомоторного блока локомотива ЧМЭ-3 ($m = 10$ мм, $z = 76$)



Рис. 3. Результат прогрессирующего питтинга зубьев ведущей шестерни колесомоторного блока локомотива ЧМЭ-3 ($m = 10$ мм, $z = 15$)

Методы подсчёта контактных напряжений

Формулы для подсчёта контактных напряжений первым (1881 г.) предложил Генрих Герц (1857–1894 гг.). Его математические зависимости хорошо согласуются с результатами более поздних

исследований (Н. М. Беляев [8]; Н. А. Динник [9]; А. С. Кравчук, А. В. Чигарев [10] и др.) и почти общеприняты специалистами.

Уточняем лишь смысл, вкладываемый в термин «формула Герца».

Если считают, что первоначальные трещины образуются с поверхно-

сти и развиваются вглубь, то в качестве расчётной применяют формулу

$$\sigma = 0,418 \cdot \sqrt{q \cdot E \cdot k} \leq [\sigma], \quad (1)$$

где σ – максимальное напряжение на контактной поверхности; q – нагрузка на единицу длины контактной линии; E – приведенный модуль упругости материалов сопряжённых зубчатых колёс (постоянная величина); k – соответствующая полюсу зацепления приведенная кривизна взаимодействующих поверхностей зубьев,

$$k = k_1 + k_2,$$

где индекс «1» соответствует шестерне, «2» – колесу.

Если допустить, что трещины возникают под поверхностным слоем, в точках действия максимальных касательных напряжений, то используют формулы:

– в предположении распределения нагрузки по ширине контакта по закону эллипса

$$\tau_1 = 0,127 \cdot \sqrt{q \cdot E \cdot k} \leq [\tau_1];$$

– в предположении распределения нагрузки по параболе

$$\tau_2 = 0,145 \cdot \sqrt{q \cdot E \cdot k} \leq [\tau_2].$$

Сравнивая три приведенные формулы, видим: они различаются лишь численными коэффициентами. Но в таких же отношениях, $0,418 : 0,127 : 0,145$, находятся и допускаемые напряжения. В связи с этим ни одно из трёх математических выражений не обладает перед двумя другими никакими преимуществами. К такому выводу к 60-м гг. XX в. пришли многие специалисты [1, 4, 11, 12].

В дальнейшем под формулой Герца понимается математическое выражение (1).

Напряжения, подсчитываемые по формуле Герца, хорошо согласуются с экспериментально определявшимися значениями, полученными различными

методами (замораживание деформаций, поляризация света и т.д. [6]) и на этой формуле основана обработка практически всех накопленных наукой экспериментальных данных по контактной прочности зубчатых передач. Однако некоторые специалисты говорят о чрезмерной условности использования формулы Герца для оценки явления питтинга в зубчатых передачах [6].

Это побудило нас сопоставить напряжения, вычисляемые по формуле Герца, с напряжениями, подсчитываемыми более совершенным способом, – методом конечных элементов. Результат: напряжения, подсчитанные с использованием метода конечных элементов, оказываются в 1,18 раза ± 3 % меньшими, чем по формуле Герца, что подтвердило правомерность её использования и в дальнейшем.

Обобщенная кривая износа

Обобщенная кривая износа представлена на рис. 4, где P – полюс зацепления, h_{\max} – износ посередине ножки зуба, h_p – износ в полюсе.

Кривая на рис. 4 является результатом обобщения содержащихся в литературе экспериментальных данных по предпиттинговым износам профилей зубьев. Подтверждена обобщением снимавшихся нами кривых износов с 300 профилей зубьев [6]. Качественно согласуется также с известными теоретическими предсказаниями линий износов («удельное скольжение», «коэффициент скольжения», «коэффициент Шц» и пр.).

Аппроксимация линий износа в околополюсных зонах

Кривую нормально-эксплуатационных износов в околополюсной зоне мы описали функцией \sin (рис. 5) и математическим выражением:

$$U(\varphi) = \Delta + A + A \cdot \sin(k\varphi + \mu), \quad (2)$$

где A – амплитуда износа; Δ – износ в полюсе; k, μ – масштабные коэффициен-

ты, связывающие угол развернутости эвольвенты и ее длину; φ – угол развернутости эвольвенты.

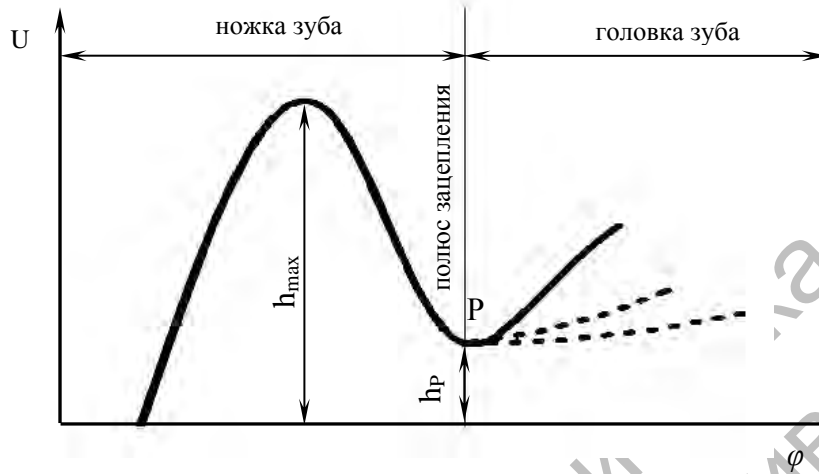


Рис. 4. Обобщенная кривая износа: U – износ боковой поверхности зуба, мкм; φ – угол развернутости эвольвенты, град

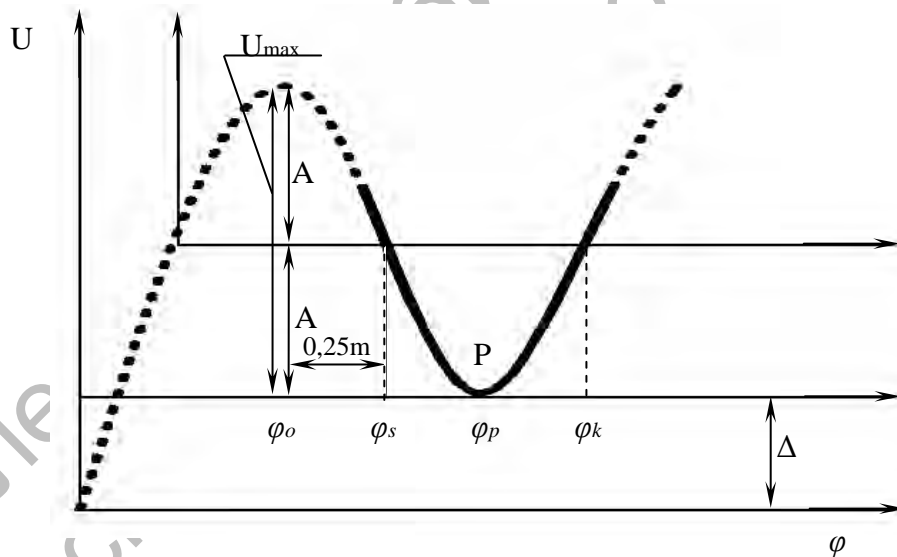


Рис. 5. К аппроксимации околополюсной зоны активного профиля зуба: U – износ боковой поверхности зуба, мкм; φ – угол развернутости эвольвенты, град; U_{\max} – износ боковой поверхности зубьев посередине ножки; P – полюс зацепления; $\varphi_0, \varphi_s, \varphi_p, \varphi_k$ – значения угла развернутости эвольвенты в расчетных точках; участки $\varphi_0\varphi_s = \varphi_s\varphi_p = \varphi_p\varphi_k = 0,25$ м

Основные результаты исследования влияния «ничтожно малых износов» на радиусы кривизны в околополюсных зонах

Приводим математическое выражение, связывающее кривизны K или ра-

диусы кривизны ρ с параметрами кривых износа, аппроксимированных в околополюсных зонах синусоидами, которое имеет вид:

$$K = \frac{1}{\rho} = \frac{1 + \left(\frac{d(\Delta + A + A \cdot \sin(k \cdot \varphi + \mu))}{d\varphi} \cdot \frac{1}{r_0 \cdot \varphi} \right)^2 + \frac{d}{d\varphi} \left(\frac{d(\Delta + A + A \cdot \sin(k\varphi + \mu))}{d\varphi} \cdot \frac{1}{r_0 \cdot \varphi} \right)}{\left[1 + \left(\frac{d(\Delta + A + A \cdot \sin(k\varphi + \mu))}{d\varphi} \cdot \frac{1}{r_0 \cdot \varphi} \right)^2 \right] \cdot \sqrt{\left(\frac{d(\Delta + A + A \cdot \sin(k\varphi + \mu))}{d\varphi} \right)^2 + (r_0 \cdot \varphi - (\Delta + A + A \cdot \sin(k\varphi + \mu)))^2}}, \quad (3)$$

где r_o – радиус основной окружности.

Результаты анализа зависимости (3) радиусов кривизны профилей зубьев в местах перехода ножек зубьев в головки, в зависимости от параметров кривых износа, для двух конкретно обследуемых зубчатых колёс представлены графиками на рис. 6, 7.

Из проведенного теоретического исследования видно, что «ничтожно малые износы» (малые с позиций утонения зубьев, что важно для оценок изгибной их прочности) существенны для питтинга, т.к. сильно влияют на повышение радиусов кривизны; для большого зубчатого колеса главной передачи локомотива ЧМЭ-3 максимальный по профилю износ всего в 0,1 мм (при $m = 10$ мм и $z = 76$) привёл к уменьшению радиуса

кривизны в 3 раза. В этом смысле ещё более показательным является большее зубчатое колесо мультипликатора «Демаг» – уменьшение радиуса кривизны в 3 раза получается при максимальном по профилю износе всего 0,01 мм ($m = 4,5$ мм и $z = 285$).

Из рис. 6 и 7 видно, что радиусы кривизны в околополюсной зоне (на длине примерно 0,3 модуля зацепления) мало отличаются друг от друга, т.е. определение кривизн путем аппроксимации участков действительных профилей дугами окружностей, с одной стороны, и синусоидами, с другой стороны, дают практически одинаковые результаты.

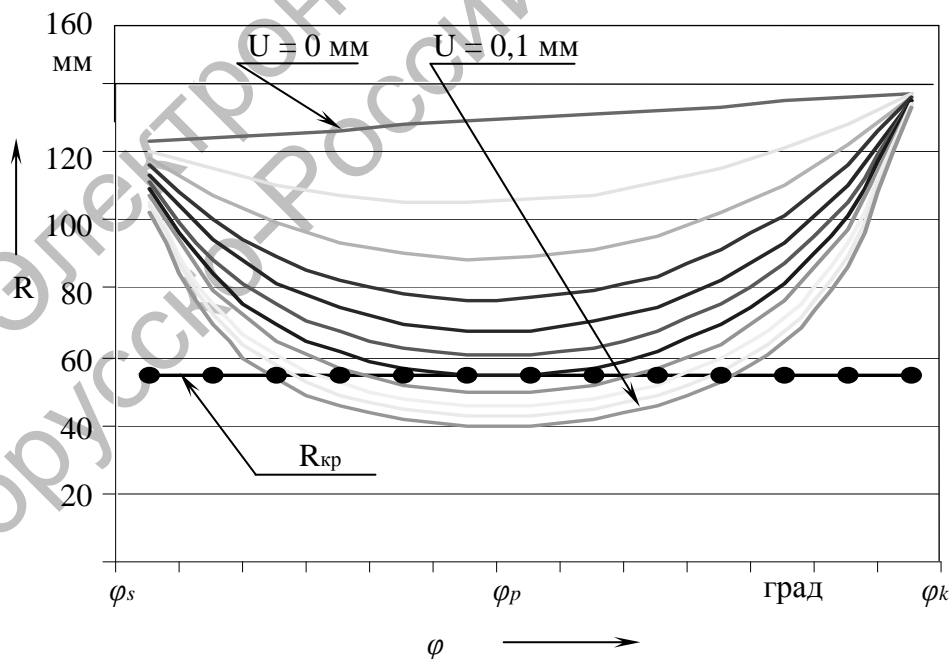


Рис. 6. График увеличения кривизны боковой поверхности зубьев в зависимости от износа для колесомоторного блока локомотива ЧМЭ-3 ($m = 10$ мм, $z = 76$): R – радиус кривизны; φ – угол развернутости эвольвенты; $R_{кр}$ – критическое значение радиуса кривизны

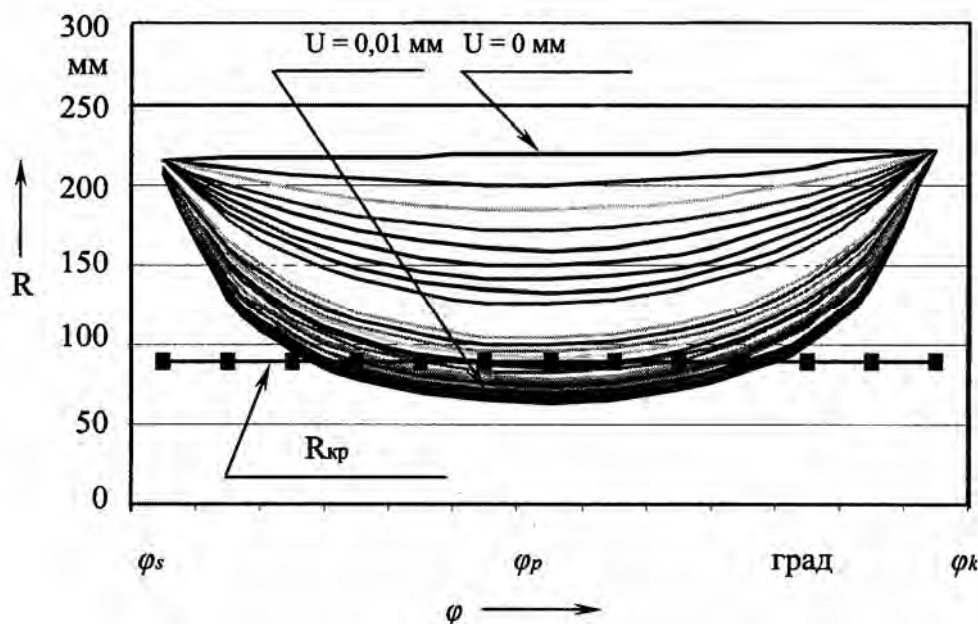


Рис. 7. График увеличения кривизны боковой поверхности зубьев в зависимости от износа для «Демаг» Vк-25 С ($m = 4,5$ мм, $z = 285$): R – радиус кривизны; φ – угол развернутости эвольвенты; $R_{кр}$ – критическое значение радиуса кривизны

Для отслеживания монотонно увеличивающихся кривизн в опасных по питтингу зонах, на местах эксплуатации передач нами было разработано устройство «лазерный питтинг-радиусомер».

**Иллюстрация результатов
обследования радиусов кривизны
профилей зубьев в опасных
по питтингу зонах
в условиях эксплуатации**

В качестве одного из объектов промышленной проверки разработанного устройства является мультипликатор компрессора «Демаг» Vк-25С, который эксплуатируется на ОАО «Могилевхимволокно». Важность этого частного случая заключается в том, что, с одной стороны, расходы по восстановлению работоспособности одного компрессора, выходящего из строя по причине отказа мультипликатора, оцениваются сотней тысяч долларов США, а, с другой стороны, питтинг зубьев таких мультипликаторов в феврале 2004 г. на этом пред-

приятии явился причиной вынужденной остановки двух из них. Поэтому и было принято решение провести полное обследование мультипликаторов, включающее замеры действительных радиусов кривизны. Начальное, соответствующее эвольвенте, значение радиуса кривизны в опасных по питтингу зонах для ведущего зубчатого колеса составляет 225 мм.

Определение действительных радиусов кривизны проводилось для 25 зубьев ведущего зубчатого колеса в околополюсной зоне по трем точкам: середина длины зуба и на расстояниях 10 мм от двух торцов колеса. Показания радиусомера распределились по нормальному закону (рис. 8).

Таким образом, на рабочей стороне зубьев ведущего зубчатого колеса мультипликатора «Демаг» произошло уменьшение радиусов кривизны в околополюсной зоне в 5 раз, что и привело к появлению питтинга.

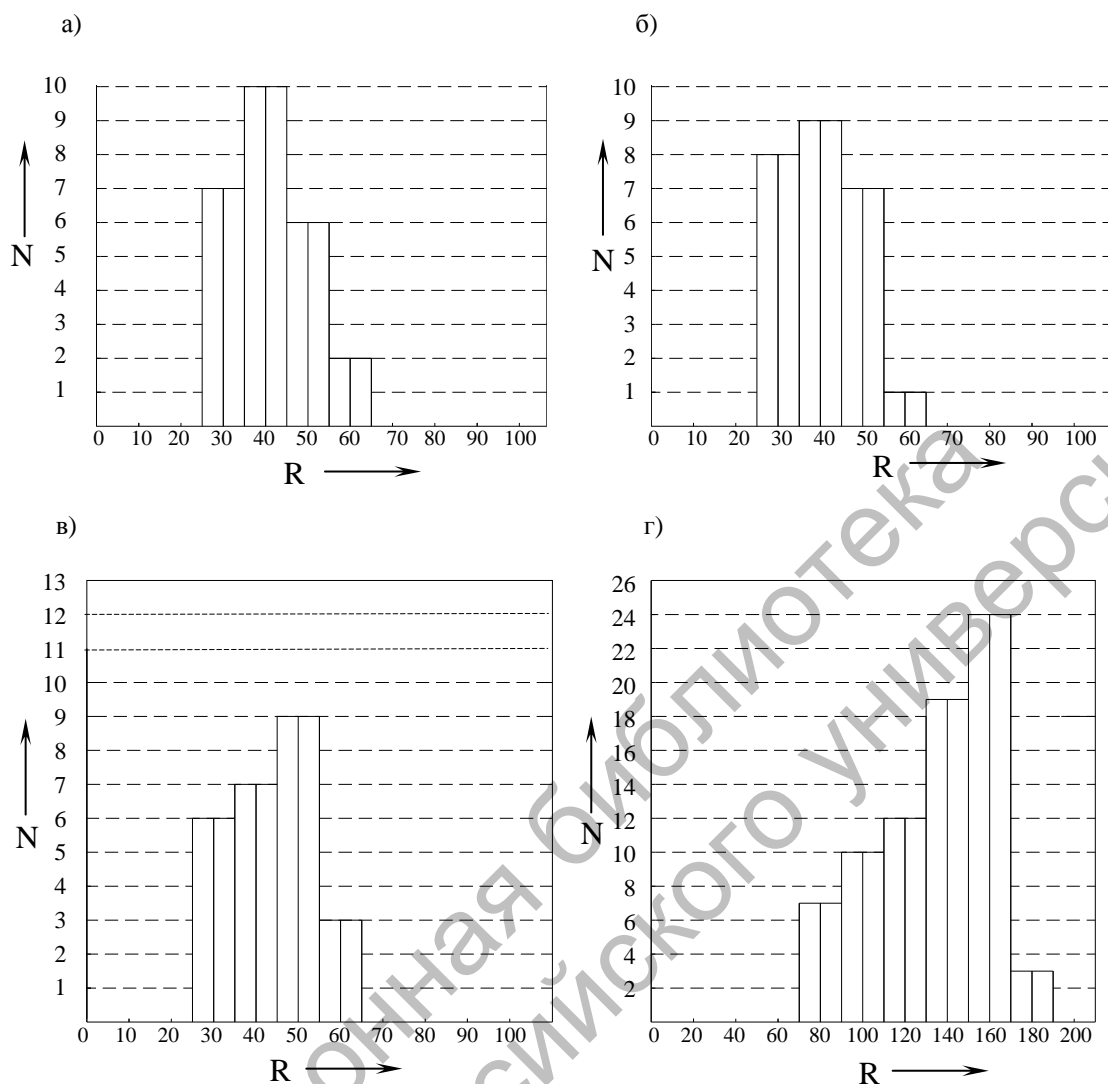


Рис. 8. Графики распределения показаний радиусомера на активных профилях зубьев ведущего колеса мультипликатора: а – рабочая сторона активного профиля зуба, имеющая на своей поверхности следы контактного разрушения; б – середина рабочей поверхности длины зубьев (питтинг отсутствует); в – участок рабочего профиля зубьев, последним входящим в зацепление (питтинг отсутствует); г – обратная сторона зубьев (нерабочая); N – число событий; R – радиус кривизны, мм

Выводы

1. Несмотря на многочисленные исследования, питтинг и в настоящее время остается одной из главных причин недостаточной долговечности и надежности зубчатых передач.

2. При модулях 4 мм и менее появляющийся питтинг приводит, как правило, к быстрому (в несколько часов) отказу передачи; при модулях 7 мм и более питтинг, как правило, исчезает, но приводит к сильному искажению профилей зубьев; к нему

целесообразно применять термин «виброшумопорождающий питтинг».

3. Определение кривизн путем аппроксимации участков действительных профилей дугами окружностей и синусоидами дает практически одинаковые результаты.

4. При больших числах зубьев и равных максимальных износах (посередине ножек зубьев) скорость повышения кривизн в полюсных зонах большая.

5. Разработанное устройство для замеров радиусов кривизны в опасных

по питтингу зонах пригодны для использования в условиях эксплуатации.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Решетов, Д. Н.** Детали машин / Д. Н. Решетов. – М. : Машгиз, 1961. – 688 с.
2. **Иванов, М. Н.** Детали машин / М. Н. Иванов. – М. : Высш. шк., 1964. – 448 с.
3. **Кудрявцев, В. Н.** Детали машин / В. Н. Кудрявцев. – М. : Машгиз, 1980. – 464 с.
4. Детали машин : учебник для вузов / Под общ. ред. О. А. Ряховского. – М. : МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2002. – 544 с.
5. Разработка методов предупреждения питтинга в эвольвентных цилиндрических передачах : отчет о НИР (заключ.) / Белорус.-Рос. ун-т ; рук. Р. М. Игнатищев ; исполн. : Ю. В. Машин [и др.]. – Могилев, 2005. – 102 с. – Библиогр. : с. 99-102. – № ГР 2003417.
6. **Игнатищев, Р. М.** Исследование контактной прочности эвольвентных цилиндрических передач : дис. ... канд. техн. наук : 161 (машиноведение и детали машин) : защищена

26.11.68 ; утв. 23.03.69 / Игнатищев Руслан Михайлович. – М., 1967. – Т. 1 (текст, библиогр.). – 176 с.; Т. 2 (ил.). – 181 с.

7. **Сакович, А. И.** Расчёт поверхностей зубьев колёс по наибольшему удельному давлению / А. И. Сакович // Вестн. машиностроения. – 1947. – № 6.

8. **Беляев, Н. М.** Местные напряжения при сжатии упругих тел / Н. М. Беляев // Инженерные сооружения и строительная механика. – 1942.

9. **Динник, А. Н.** Избранные труды / А. Н. Динник. – Киев. : Изд. АН УССР, 1952. – 120 с.

10. **Кравчук, А.С.** Механика контактного взаимодействия тел с круговыми границами / А. С. Кравчук, А. В. Чигарев. – Минск : Технопринт, 2000. – 197 с.

11. **Часовников, Л. Д.** Передачи зацеплением / Л. Д. Часовников. – М. : Машгиз, 1961. – 280 с.

12. **Эйдинов, М. С.** Расчёт зубчатых и червячных передач / М. С. Эйдинов. – М. : Машгиз, 1961. – 330 с.

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 25.06.2006

**R. M. Ignatishchev, Y. V. Mashin,
P. V. Drugachenko**
**The basis of new ways of gears
pitting prevention**
Belarusian-Russian University

The results that consider the phenomenon of the contact stress increase in the near pole zones are given in the article.

УДК 621.833

М. Е. Лустенков, канд. техн. наук, доц.

МОДЕЛИРОВАНИЕ И ИЗГОТОВЛЕНИЕ МНОГОПЕРИОДНОГО ПРОФИЛЯ ТОРЦОВОГО КУЛАЧКА ПЛАНЕТАРНОЙ ШАРИКОВОЙ ПЕРЕДАЧИ

Рассматриваются вопросы моделирования многопериодного профиля торцового кулачка планетарной шариковой передачи. Использована интеграция математических программных пакетов и средств 3D-моделирования. Рассмотрена возможность изготовления многопериодного профиля на универсальном оборудовании стандартным режущим инструментом.

В конструкции цилиндрических планетарных передач с телами качения, разрабатываемых на кафедре «Основы проектирования машин» Белорусско-Российского университета, входят два

торцовых кулачка – однопериодный и многопериодный. Задачей настоящих исследований являлось получение твердотельной модели многопериодного кулачка эллипсной шариковой передачи