

Рисунок 2 – Зависимость износа стали 20X13 при трении качения с проскальзыванием от количества циклов при различных нагрузках на шарик:  $N=50; 100; 160$  и  $250$  Н

верхности, и при коэффициенте трения 0,4 они выходят на поверхность. Многие исследователи считают, что касательные силы на площадке контакта вызывают растягивающие напряжения, которые способствуют образованию микротрещин. Остаточные напряжения сжатия в поверхностном слое уменьшают напряжение растяжения и способствуют повышению трещиностойкости материала.

**Выводы.** Таким образом, анализ условий эксплуатации и напряженно-деформированного состояния зубьев зубчатых колес показали, что разные участки поверхности зубьев принимают различные по величине и виду напряжения. Наиболее опасными участками поверхности есть ножка, впадина между зубцами и средний участок поверхности зуба, расположенной у полюса зацепления. Поэтому очевидно, что для этих участков поверхности необходимы различные свойства поверхностного слоя. Достичь данной цели можно укреплением поверхности зубьев и в первую очередь на опасных участках за счет нанесения упрочняющих покрытий с градиентной структурой по глубине; созданием в поверхностных слоях остаточных напряжений сжатия с оптимальным значением; укреплением сердцевины зуба. Для этого следует использовать термическую обработку материала зуба с повышением твердости сердцевины, наносить укрепляющие покрытия с применением химико-термической обработки в безводородных средах с управлением физико-механическими характеристиками и фазовым составом покрытий в зависимости от условий эксплуатации и напряженно-деформированного состояния зубчатых колес.

**Список литературы:** 1. Александров В.И., Соболев А.С. Материалы зубчатых колес грузовых автомобилей. – Минск: АНБССР Институт проблем надежности и долговечности машин, 1978. – 58с. 2. Дымшиц И.И. Коробки передач. – М.: Mashgiz, 1960. – 360с. 3. Трубин Г.К. Контактная усталость материалов для зубчатых колес. – М.: Mashgiz, 1962. – 404с. 4. Копф И.А., Корнилов В.В., Ефимов Е.В. Нестационарная термическая модель заедания и износа эвольвентных зубчатых передач // Техника машиностроения. – 1998. – №1(15). – С.54-59. 5. Зинченко В.М. Инженерия поверхности зубчатых

колес методами химико-термической обработки. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2001. – 303с. 6. Механика разрушения и прочность металлов: Справочное пособие: В 4 т. / Под общ. ред. В.В. Панасюка. – Киев: Наук. думка, 1988. – Т.1: Основы механики разрушения / В.В. Панасюк, А.А. Андрейков, В.З. Партон. – 1988. – 488с. 7. Калачев В.А. Водородная хрупкость металлов. – М.: Metallurgija, 1985. – 217с. 8. Водород в металлах / Под ред. Г.Альфельда и И.Фелькля. – М.: Мир, 1981. – Т.2 – 430с. 9. Карпенко Г.В. Влияние водорода на свойства стали / Г.В. Карпенко, Р.И. Крипакевич. – М.: Metallurgizdat, 1962. – 198с. 10. Каплун В.Г., Пастух И.М. Энерго и ресурсозберігаюча екологічна чиста технологія та обладнання для зміцнення деталей машин // Машинознавство. – №2. – 2002. – С.49-51. 11. Каплун П.В. Дослідження напружено-деформованого стану пластини з покриттями при контактному навантаженні // Вимірювальна та обчислювальна техніка в технологічних процесах – 1999. – №4. – С.179-182. 12. Каплун П.В. Кинетика износа сталей с диффузионными покрытиями при контактном циклическом нагружении // Проблеми трибології. – Хмельницький, 2001. – №1. – С.199-124.

**Bibliography (transliterated):** 1. Aleksandrov V.I., Sobolev A.S. Materialy zubchatykh koles gruzovykh avtomobilej. – Minsk: ANBSSR Institut problem nadezhnosti i dolgovechnosti mashin, 1978. – 58p. 2. Dymshic I.I. Korobki peredach. – Moscow: Mashgiz, 1960. – 360p. 3. Trubin G.K. Kontaktnaja ustalost' materialov dlja zubchatykh koles. – Moscow: Mashgiz, 1962. – 404p. 4. Kopf I.A., Kornilov V.V., Efimov E.V. Nestationarnaja termicheskaia model' zaedaniia i iznosa jevol'ventnykh zubchatykh peredach // Tehnika mashinostroeniia. – 1998. – No1(15). – P.54-59. 5. Zinchenko V.M. Inzheneriia poverhnosti zubchatykh koles metodami himiko-termicheskoj obrabotki. – Moscow: Izd-vo MGTU im. N.E. Bauman, 2001. – 303p. 6. Mehanika razrusheniia i prochnost' metallov: Spravochnoe posobie: V 4 vol. / Pod obshh. red. V.V. Panasyuka. – Kiev: Nauk. dumka, 1988. – T.1: Osnovy mehaniki razrusheniia / V.V. Panasyuk, A.A. Andrejkov, V.Z. Parton. – 1988. – 488p. 7. Kalachev V.A. Vodorodnaja hrupkost' metallov. – Moscow: Metallurgija, 1985. – 217p. 8. Vodorod v metallah / Pod red. G. Al'fel'da i I. Fel'klja. – Moscow: Mir, 1981. – Vol.2. – 430p. 9. Karpenko G.V. Vlijanie vodoroda na svojstva stali / G.V. Karpenko, R.I. Kripjakevich – Moscow: Metallurgizdat, 1962. – 198p. 10. Kaplun V.G., Pastuh I.M. Energo i resursozberigajucha ekologična chista tehnologija ta obladnannja dlja zmīcnennja detalej mashin // Mashinoznavstvo. – No2. – 2002. – P.49-51. 11. Kaplun P.V. Doslidzhennja napruzheno-deformovanogo stanu plastini z pokrittjami pri kontaktnomu navantazheni // Vimirjuval'na ta obchisljuval'na tehnika v tehnologičnih procesah – 1999 – No4. – P.179-182. 12. Kaplun P.V. Kinetika iznosa stalej s diffuzionnymi pokryttjami pri kontaktnom ciklicheskom nagruzenii // Zhurnal "Problemi tribologii". – Hmel'nic'kij, 2001. – No1. – P.199-124.

Поступила (received) 29.04.2015

УДК 621.833.22

А.В. КУЗНЕЦОВА, к.т.н., доцент каф. ПМиКП ДонНТУ, Красноармейск;  
А.Н. ГНИТЬКО, к.т.н., доц., заведующий каф. ГМиМСМ ДонНТУ;  
В.П. ОНИЩЕНКО, д.т.н., профессор каф. ПМиКП ДонНТУ

### ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ ПАРАМЕТРОВ ЗАЦЕПЛЕНИЯ КОНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ С ДВОЯКОВЫПУКЛО-ВОГНУТЫМИ ЗУБЬЯМИ НА ИХ РЕСУРС

В статье проведена оценка влияния параметров зацепления конических передач с двояковыпукло-вогнутыми зубьями на их ресурс. Разработана методика прогнозирования ресурса конических зубчатых передач с двояковыпукло-вогнутыми зубьями путем выбора рациональных параметров зацепления на основании моделирования изнашивания зубьев. Методика основывается на двух математических моделях: модели зацепления зубьев и имитационной численной модели изнашивания зубьев.

**Ключевые слова:** двояковыпукло-вогнутые зубья, износ, ресурс, коническая передача, модуль, число зубьев, контактные напряжения.

**Введение. Актуальность задачи.** В современных серийных конструкциях приводов горных и транспортных машин используются конические передачи с двояковыпукло-вогнутыми (ДВВ) зубьями, которые имеют ресурс в

© А.В. Кузнецова, А.Н. Гнитько, В.П. Онищенко, 2015

пределах одного-двух межремонтных сроков, то есть выходят из строя через 8...16 месяцев эксплуатации. По статистическим данным в среднем за год в Украине происходит свыше 250тыс. отказов приводов, вследствие чего простои технологического оборудования составляют более 1 млн. часов, а соответствующие ремонтные затраты – свыше 7,5 млрд. гривен.

Одним из перспективных путей повышения ресурса конических передач с ДВВ зубьями является выбор рациональных параметров зацепления (коэффициентов смещения, модуля, количества зубьев шестерни и колеса и ширины зубчатого венца) на стадии проектирования передачи на основании моделирования изнашивания рабочих поверхностей зубьев. Поскольку указанные факторы существенно влияют на ресурс конических передач с ДВВ зубьями, то соответствующие научные исследования являются актуальными, а задача повышения ресурса конических передач с ДВВ зубьями выбором рациональных параметров зацепления на основании моделирования изнашивания рабочих поверхностей зубьев имеет практическую ценность.

**Анализ последних исследований и литературы.** Проблемой износа зубьев зубчатых передач занимались многие исследователи. На основе анализа большого количества изношенных зубчатых колес приводов горных машин Молдавским Л.А. [1] установлен факт тесной взаимосвязи между различными видами поврежденных зубьев. На основе анализа этого статистического материала было доказано, что искажение профиля зуба в результате износа приводит к уменьшению приведенных радиусов кривизны, повышению контактных напряжений и, как следствие, к ускоренному развитию выкрашивания, а также появлению заедания рабочих поверхностей и др. Мыга Дж.Р. [2] экспериментально доказал, что искажение профилей закаленных зубьев в результате их износа существенно влияет на динамические нагрузки в зацеплении. А. Вилк, Дж.Н. Куанг и А.Д. Лин [3] ввели в динамическую модель профили изношенных колес, используя упрощенную модель профилей изношенных зубьев и считая передаточное отношение постоянным. Ю. Войнаровски и Онищенко В.П. [4] провели аналитические и экспериментальные исследования влияния деформации и износа зубьев на динамику зубчатых колес. Результаты экспериментов показали, что изменение профиля зубьев во время износа следует учитывать при расчетах на долговечность зубчатых передач.

**Целью статьи** является оценка влияния параметров зацепления конических передач с двояковыпукло-вогнутыми зубьями на их ресурс на основании моделирования изнашивания рабочих поверхностей зубьев.

**Постановка задачи.** Для оценки влияния параметров зацепления конических передач с ДВВ зубьями на их ресурс был разработан комплекс математических моделей. Комплекс включает в себя математическое описание теоретического профиля и профиля изношенного зуба, модель зацепления изношенных зубьев и модель износа зубьев в контактной точке. По введенной исходной форме профилей зубьев модель позволяет установить форму профилей зубьев по истечению заданного периода времени, оценить степень изменения передаточного числа, контактных напряжений, скорости скольжения и других параметров качества передачи. Путем варьирования входными параметрами можно спроектировать зубчатую передачу с наиболее рациональными показателями.

Общая блок-схема модели прогнозирования формы профилей зубьев

представлена на рисунке 1.

**Блок ввода исходных данных** содержит исходные данные для прогнозирования ресурса. В качестве управляемых параметров используются коэффициенты смещения исходного контура  $x_1, x_2$  для шестерни и колеса;  $m_{nm}$  – нормальный модуль в среднем сечении зуба;  $z_1, z_2$  – количество зубьев соответственно шестерни и колеса; ширина зубчатого венца  $b$ . Также исходным параметром является максимальный по условиям эксплуатации ресурс  $L_n$  передачи с ДВВ зубьями (определяемых варьированием коэффициентов смещения исходного контура  $x_1, x_2$ , модуля  $m_{nm}$ , количества зубьев  $z_1, z_2$  и ширины зубчатого венца  $b$ ).

В **блоке модели зацепления зубьев** выполняется математическое описание профиля боковых поверхностей ДВВ зубьев шестерни и колеса, формируется матрица координат точек профиля боковой поверхности зубьев шестерни и колеса, выполняется построение аппроксимирующей кривой рабочей поверхности зубьев. Определяются координаты контактной точки, мгновенное передаточное число, скорости перемещения контактной точки по профилям зубьев, а также скорость скольжения, нормальная сила и контактные напряжения.

**Блок износа зуба** в контактной точке определяет значение износа контактирующих поверхностей с учетом максимально возможного числа факторов. Производится распределение износа между зубьями шестерни и колеса. Далее выполняется сравнение полученных значений износа в контактных точках профиля и критического значения износа, которое принимается равным 80% толщины цементационного слоя зубьев шестерни и колеса.

**Блок синтеза изношенного профиля** по величине износа в отдельных точках профиля формирует новый профиль, сглаживая профильные кривые только в зонах износа и сохраняя в зонах отсутствия контакта прежние координаты не затронутой износом части профиля. Далее повторно (в цикле) используются блок модели зацепления зубьев и блок модели износа зубьев. Если износ зубьев, после  $n$ -ого цикла, становится большим, либо равным значению критического износа, то зубья колес считаются изношенными и работа программы прекращается.

**Блок расчета ресурса** переводит условные циклы изнашивания в ресурс передачи.

Для автоматизации расчетов согласно приведенной методике разработано и реализовано соответствующее программное обеспечение в среде Mathcad.

С помощью разработанной программы выполнен анализ влияния коэффициентов смещения, модуля и количества зубьев шестерни и колеса, ширины зубчатого колеса на ресурс  $L_n$ .

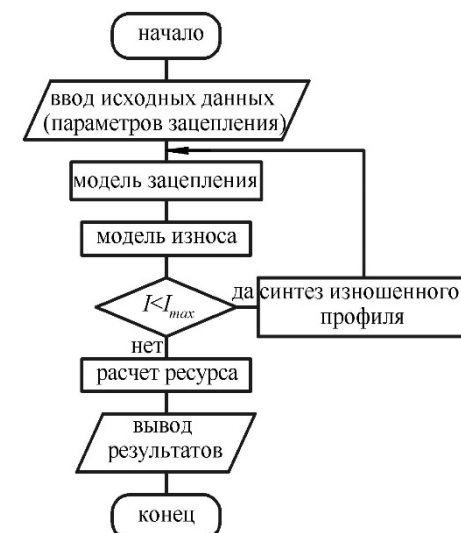


Рисунок 1 – Блок-схема прогнозирования ресурса конических передач с ДВВ зубьями

Из анализа графиков (рисунок 2) следует:

- изменение ресурса в зависимости от модуля имеет нелинейный характер; с увеличением модуля ДВВ зубьев в 1,8 раза значение ресурса возрастает в 1,2 раза при прочих равных условиях;
- изменение ресурса в зависимости от количества зубьев шестерни имеет характер близкий к линейному; с увеличением  $z_1$  в 3 раза значение  $L_h$  возрастает в 2 раза при прочих равных условиях;
- изменение ресурса в зависимости от количества зубьев колеса имеет нелинейный характер; с увеличением  $z_2$  в 3,6 раза значение  $L_h$  возрастает в 1,4 раза при прочих равных условиях;
- изменение ресурса в зависимости от ширины зубчатого венца имеет нелинейный характер; с увеличением  $b$  в 2,33 раза значение  $L_h$  возрастает в 1,16 раза при прочих равных условиях.

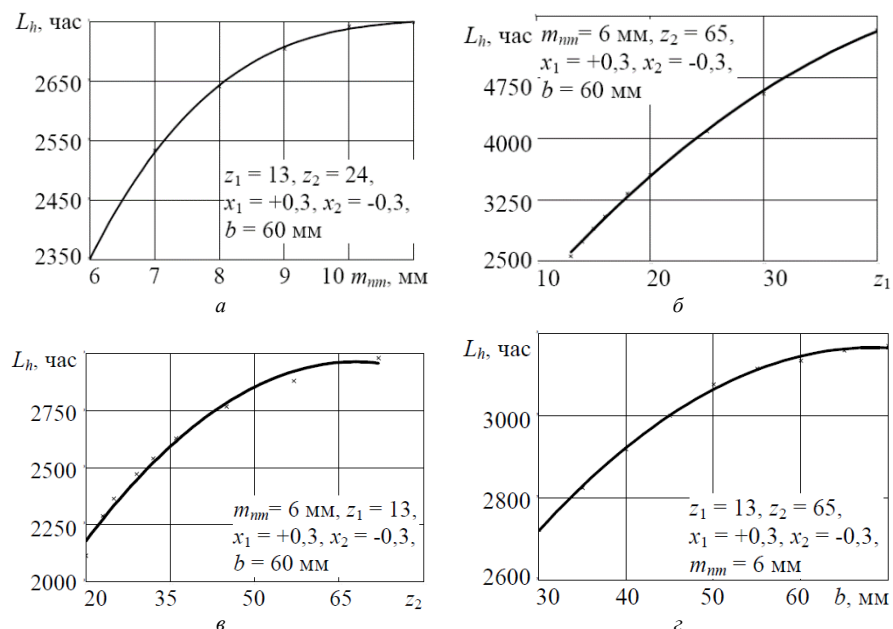


Рисунок 2 – График зависимости ресурса  $L_h$  конической передачи с ДВВ зубьями: а – от модуля  $m_{nm}$ ; б – от количества зубьев шестерни  $z_1$ ; в – от количества зубьев колеса  $z_2$ ; з – от ширины зубчатого венца  $b$

Результаты расчета при помощи разработанной программы показали, что варьирование коэффициентов смещения шестерни  $x_1$  и колеса  $x_2$  при высотной коррекции незначительно влияет на изменение значений ресурса  $L_h$  ДВВ зубьев конической передачи. Так, при изменении  $x_1$  и  $x_2$  от 0 до  $\pm 0,45$  ( $x_1$  выбиралось положительным,  $x_2$  – отрицательным, а их значения равны по модулю) значение ресурса изменилось от 2300 часов до 2351 часов (при прочих равных условиях –  $z_1=13, z_2=24, m_{nm}=6$ мм,  $b=60$ мм). При варьировании коэффициентов смещения шестерни  $x_1$  и колеса  $x_2$  в рамках угловой коррекции значение ресурса увеличилось на 9,94% от 2717 часов до 2987 часов (при  $z_1=13, z_2=24, m_{nm}=13$ мм,  $b=70$ мм).

Для определения максимальной по условиям эксплуатации долговечности  $L_h$  передачи с ДВВ зубьями необходимо оптимизировать значения коэффициентов смещения исходного контура  $x_1, x_2$ , модуля  $m_{nm}$ , количества зубьев шестерни  $z_1$  и колеса  $z_2$ , ширины зубчатого венца.

**Выводы.** На основе анализа влияния параметров зацепления конических передач с ДВВ зубьями на их ресурс с помощью разработанной программы установлено:

- варьирование коэффициентов смещения шестерни и колеса (высотная коррекция) в рамках рекомендуемых стандартом геометрических параметров конических передач с ДВВ зубьями практически не влияет на изменение значений ресурса зубчатой пары (параметры исследуемой передачи –  $z_1=13, z_2=24, m_{nm}=6$ мм,  $b=60$ мм);
- угловая коррекция (увеличение суммарного коэффициента смещения) конических передач с ДВВ зубьями в рамках блокирующих контуров увеличивает значение ресурса примерно на 10 % в сравнении с зацеплением, выполненным без смещения исходного контура (параметры исследуемой передачи –  $z_1=13, z_2=24, m_{nm}=13$ мм,  $b=70$  мм);
- с увеличением модуля в 1,8 раза значение ресурса возрастает на 12 % в рамках рекомендуемых стандартом геометрических параметров конических передач с ДВВ зубьями (параметры исследуемой передачи –  $z_1=13, z_2=24, x_1=+0,3, x_2=-0,3, b=60$ мм);
- увеличение количества зубьев шестерни и колеса ДВВ зубьев конических передач приводит к возрастанию ресурса зубчатой пары в 2 раза в рамках рекомендуемых стандартом геометрических параметров конических передач с ДВВ зубьями. Причем увеличение количества зубьев шестерни вызывает примерно в 1,55 раза больший рост ресурса, чем увеличение количества зубьев колеса (параметры исследуемой передачи –  $z_1=13, z_2=65, x_1=+0,3, x_2=-0,3, m_{nm}=6$ мм,  $b=60$ мм);
- с увеличением ширины в 2,3 раза значение ресурса возрастает на 16 % в рамках рекомендуемых стандартом геометрических параметров конических передач с ДВВ зубьями (параметры исследуемой передачи –  $z_1=13, z_2=65, x_1=+0,3, x_2=-0,3, m_{nm}=6$ мм).

**Список литературы:** 1. Молдавский Л.А. Виды повреждений и долговечность трансмиссий горных машин / Л.А. Молдавский, З.Л. Финкельштейн, Б.А. Верклов. – М.: Изд-во "Недра", 1981. – 190с. 2. Myga J.R. Wpływ zużycia zęba na wielkość sił dynamicznych: praca doktorska / Myga J.R. – Politechnika Śląska, Gliwice, 1976. – 355s. 3. Kuang J.H. The effect of tooth wear on the vibration spectrum of a spur gear pair / J.H. Kuang, A.D. Lin // Journal of Sound and Vibration. – Transaction of ASME, Vol. 123, 2001. – pp.311-317. 4. Wojnarowski J. Tooth wear effects on spur gear dynamics / J. Wojnarowski, V. Onishchenko // Mechanism and Machine Theory. – Vol.38, 2003, pp.161-178.

**Bibliography (transliterated):** 1. Moldavskij L.A. Vidy povrezhdenij i dolgovechnost' transmissij gornyh mashin / L.A. Moldavskij, Z.L. Finkel'shtejn, B.A. Verklov. – Moscow: Izd-vo "Nedra", 1981. – 190p. 2. Myga J.R. Wpływ zużycia zęba na wielkość sił dynamicznych: praca doktorska / Myga J.R. – Politechnika Śląska, Gliwice, 1976. – 355p. 3. Kuang J.H. The effect of tooth wear on the vibration spectrum of a spur gear pair / J.H. Kuang, A.D. Lin // Journal of Sound and Vibration. – Transaction of ASME, Vol.123, 2001. – Pp.311-317. 4. Wojnarowski J. Tooth wear effects on spur gear dynamics / J. Wojnarowski, V. Onishchenko // Mechanism and Machine Theory. – Vol. 38, 2003, pp. 161-178.

Поступила (received) 18.05.2015