

### 3. Заключение

Результаты температурного анализа с использованием ANSYS Workbench сравнивались с решениями, полученными методом граничных интегральных уравнений [3], а также с результатами аналитических решений [4]. Совпадение значений температур в пределах погрешности 10-15 % подтверждает правильность проведенных расчетов.

Полученные результаты нестационарного температурного анализа могут быть непосредственно использованы для определения оптимальных режимов работы плазмодуэнов и других высококонцентрированных источников нагрева, позволяющих проводить поверхностную обработку металлоизделий высокотемпературной плазменной струей.

УДК 620.169.2.

*Ишин Н.Н., Гоман А.М., Скороходов А.С., Берестнев Я.О., Ракова Н.Л., Драган А.В.*

## ПОСТРОЕНИЕ КРИВЫХ КОНТАКТНОЙ ВЫНОСЛИВОСТИ ПРИ ИСПЫТАНИЯХ ОГРАНИЧЕННОГО ЧИСЛА ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

**Введение.** Ресурсные испытания приводных механизмов на основе зубчатых передач в значительной степени определяют сроки освоения серийного производства, а также себестоимость новой техники. Традиционные способы и методы испытаний (стендовые и полигонные) новых конструкций зубчатых передач требуют значительного времени, трудовых и энергетических затрат, поскольку, к примеру, для получения одной точки на кривой контактной выносливости зубьев требуется, как минимум, провести испытание одной зубчатой пары (шестерня-колесо), а лучше 3-4-х, для повышения достоверности определения ее положения. В то же время испытания одной зубчатой пары могут длиться от 100 до 1000 и более часов.

Из всех видов ресурсных испытаний наибольшего внимания заслуживают ускоренные [1], так как они могут обеспечить сокращение длительности и стоимости экспериментальных работ. Ускорение испытаний, как правило, достигается путем ужесточения режимов работы передачи. При этом следует учитывать, что почти каждый деструктивный процесс имеет свою критическую скорость, при переходе через которую происходят его качественные изменения. Поэтому режимы ускоренных испытаний должны назначаться такими, чтобы эта критическая область не была достигнута и, следовательно, качественная сторона процесса разрушения оставалась неизменной, т.е. вид и характер разрушения соответствовал бы эксплуатационному. Выбор форсированного режима при испытаниях зубчатых передач требует детального анализа условий, приводящих к отказам. Это чрезвычайно трудная задача, требующая проведения больших предварительных исследований.

В процессе испытания зубчатых передач наблюдается значительный разброс результатов, как по ресурсам, так и по величине предела усталости. Вследствие этого результаты испытаний должны подвергаться статистической обработке, в результате которой взамен обычной кривой усталости строится полная вероятностная диаграмма усталости, отображающая зависимость между действующими нагрузками и сроком службы до разрушения или другого предельного состояния при различной вероятности безотказной работы. Обычно ис-

### СПИСОК ЦИТИРОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Кундас С.П. Компьютерное моделирование процессов термической обработки сталей: монография – Мн.: Бест-принт, 2005. – 313с.
2. Таблицы физических величин. Справочник / Под ред. И.К. Кикоина // М.: Атомиздат, 1976. – 1008 с.
3. Веремейчик А.И. К решению нестационарной задачи теплопроводности методом теории потенциала в изображениях. // Вестник Брестского гос. техн. ун-та - Физика, математика, информатика. - Брест, БрГТУ, 2006. - №5. - с.99-102.
4. Коваленко А.Д. Основы термоупругости. - Киев: Наукова думка, 1970. - 239 с.

Статья поступила в редакцию 29.10.2007

пытания проводятся на 4-6 уровнях нагружения (по несколько зубчатых пар на каждом). Стабильные данные по долговечности можно получить только в результате испытаний большого числа образцов на каждом уровне (20 и более). Только при этом кривые усталости при больших вероятностях безотказной работы являются надежными [2].

**Постановка задачи исследования.** Из вышесказанного можно заключить, что существующие методы ускорения испытаний зубчатых передач основываются, как правило, на форсировании нагрузочных и скоростных режимов при испытаниях, не меняя в сущности известных подходов, что не позволяет кардинально изменить затраты на проведение испытаний. Поэтому разработка новых методов, позволяющих сократить время и материальные затраты при проведении оценки конструкции и качества изготовления приводных механизмов, при создании новых и модернизации существующих образцов объектов машиностроения, все еще остается важной и актуальной задачей.

Одним из наиболее перспективных путей сокращения длительности испытаний является развиваемый нами метод сравнительной оценки служебных характеристик сопоставляемых конструктивных и технологических решений путем исследований зубчатых пар с передаточным отношением, равным единице, и рассмотрением каждой сопрягаемой пары зубьев передачи как отдельного объекта исследований, имеющего отличную от других пар зубьев динамическую составляющую нагрузки из-за различий шагов зацепления, возникающих вследствие погрешностей изготовления и сборки [3]. Вследствие этого процессы расходования ресурсов работоспособности, происходящие в каждой паре зубьев, протекают во времени по-разному. Поэтому при испытаниях двух зубчатых колес с передаточным отношением, равным единице, рассматривая при этом каждую пару зубьев как отдельный объект испытаний, можно построить блок нагруженности каждой сопрягаемой пары зубьев и получить обширную информацию о процессах износа, накопления усталостных по-

*Ишин Николай Николаевич, к.т.н., доцент, зав. сектором ГНУ «Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси».*

*Гоман Аркадий Михайлович, к.т.н., доцент, в.н.с. ГНУ «Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси».*

*Скороходов Андрей Станиславович, к.т.н., с.н.с. ГНУ «Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси».*

*Берестнев Ярослав Олегович, к.т.н., с.н.с. ГНУ «Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси».*

*Беларусь, ГНУ «Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси», 220072, г. Минск, ул. Академическая, 12.*

*Ракова Нина Леонидовна, к.т.н., ст. преподаватель УО «Белорусский государственный аграрный технический университет».*

*Беларусь, БГАТУ, 220023, г. Минск, пр. Независимости, 99.*

*Драган Александр Вячеславович, к.т.н., доцент, зав. кафедрой Брестского государственного технического университета.*

*Беларусь, БрГТУ, г. Брест, ул. Московская, 267.*

вреждений, виброактивности передачи. Такой подход позволяет значительно сократить количество испытываемых зубчатых колес, время проведения испытаний, но требует тщательных измерений точностных параметров подготавливаемых к испытаниям зубчатых колес.

Одновременно следует отметить, что предложенный новый подход вполне сочетается с одновременным использованием традиционных методов форсирования испытаний.

Точная оценка нагруженности отдельных зубьев может быть осуществлена посредством прямого тензометрирования. Однако осуществление тензометрирования всех зубьев колеса, вследствие достаточно высокой сложности и трудоемкости этой операции вряд ли целесообразно. Поскольку динамическая составляющая нагрузки во многом определяет виброакустическую активность зубчатой передачи [4-6], то данная проблема может быть решена путем одновременного фиксирования в реальном масштабе времени нагруженности и виброактивности при работе в зацеплении тензометрируемого зуба. На основании полученных данных может быть установлена связующая эти параметры корреляционная зависимость, использование которой позволяет по амплитуде виброимпульсов, генерируемых не тензометрируемыми зубьями, оценить их действительную нагруженность [3].

При этом, в случае наличия у испытуемой передачи типовых для данной группы колес погрешностей изготовления, исследование может быть завершено на одной зубчатой паре, с тестированием нагруженности и виброактивности зубьев на заданных режимах испытаний.

По результатам испытаний может быть также оценено соответствие действительных технических характеристик редукторов планируемому, включая ориентировочный ресурс их работоспособности, определены рациональные режимы эксплуатации, принято решение о возможности доводки или отказа от рассматриваемого конструкционного решения.

**Методы исследования.** В Объединенном институте машиностроения НАН Беларуси проведена отработка нового метода, в ходе которой были выполнены следующие работы: изготовлены и методом поэлементного контроля определены точностные параметры четырех пар экспериментальных зубчатых колес, проведена расчетная оценка нагруженности и ресурсов отдельных пар зубьев, на стенде с замкнутым силовым контуром проведены ресурсные испытания зубчатых колес и экспериментальная оценка нагруженности с применением методов тензометрирования и вибродиагностики зубчатых сопряжений, показана возможность построения кривой контактной выносливости по результатам испытаний пары зубчатых колес.

Ниже изложена методика расчетно-экспериментального построения кривой контактной усталости рабочих поверхностей зубьев зубчатых колес, в которой каждая пара сопряженных зубьев рассматривается как отдельный объект испытаний.

1. По нагружающему моменту  $M$  определяется номинальная статическая окружная сила  $P_{CT}$  на делительном диаметре:

$$P_{CT} = \frac{2000 \cdot M_1}{d_1}, \text{ Н} \quad (1)$$

где  $M_1$  – нагружающий момент, приложенный к шестерне, Н·м;

$d_1 = m z_1$  – делительный диаметр шестерни, мм;

$m$  – модуль передачи, мм;

$z_1$  – число зубьев шестерни.

2. Вычисляется сближение  $w_0$  по нормали не ударяющейся пары зубьев:

$$w_0 = \frac{P_{CT}}{c}, \text{ мкм} \quad (2)$$

где  $c = c' \cdot b$  – жесткость сопряженной пары зубьев, Н/мкм;

$c'$  – удельная нормальная жесткость пары зубьев, определяемая для колес без смещения из выражения [7]:

$$\frac{1}{c'} = \left( 0,05139 + \frac{0,1425}{z_{V_1}} + \frac{0,1860}{z_{V_2}} \right), \text{ мм} \cdot \text{мкм} / \text{Н} \quad (3)$$

где  $b$  – ширина венца зубчатого колеса, мм;

$z_{V_1}, z_{V_2}$  – эквивалентные числа зубьев шестерни и колеса, для прямозубых колес  $z_{V_1} = z_1, z_{V_2} = z_2$ , где  $z_1, z_2$  – числа зубьев шестерни и колеса.

3. Для каждой пары зубьев по результатам измерения отклонения основных шагов зацепления шестерни  $f_{pbr_1}$  и колеса  $f_{pbr_2}$ , сближению  $w_0$  и компенсируемой масляным слоем ошибки в зацеплении  $\Delta_K$ , рассчитывается действующая ошибка в зацеплении каждой пары зубьев [4,9]:

$$\Delta = f_{pbr_2} - f_{pbr_1} + w_0 - \Delta_K, \text{ мкм} \quad (4)$$

где  $f_{pbr_1}, f_{pbr_2}$  – погрешность шагов зацепления шестерни и колеса, мкм;

$$\Delta_K = 5 \text{ мкм при } | f_{pbr_2} - f_{pbr_1} + w_0 | > 10 \text{ мкм и}$$

$$\Delta_K = \frac{1}{2} | f_{pbr_2} - f_{pbr_1} + w_0 | \text{ при}$$

$$| f_{pbr_2} - f_{pbr_1} + w_0 | < 10 \text{ мкм.}$$

4. Рассчитывается динамическая нагрузка в зубчатом зацеплении каждой пары зубьев [9]:

$$U = 0,248 \cdot V \cdot \alpha \cdot b \sqrt{\frac{a_w \cdot \Delta}{u}}, \text{ Н} \quad (5)$$

где  $V$  – окружная скорость колес, м/с;

$a_w$  – межосевое расстояние, мм;

$u$  – передаточное число;

$\alpha$  – поправочный коэффициент:  $\alpha = \sqrt{L/b}$ , где  $L$  – ширина ступицы зубчатого колеса. Это связано с тем, что при выводе формулы для значений удельной динамической нагрузки принималось, что ширина ступицы зубчатого колеса  $L$  равна ширине зубчатого венца  $b$ . В данном случае  $L = 0,02 \text{ м}$ ;  $b = 0,01 \text{ м}$ , поэтому поправочный коэффициент будет равен  $\alpha = \sqrt{0,02/0,01} = 1,41$ .

5. Окружная скорость равна:

$$V = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60000}, \text{ м/с} \quad (6)$$

где  $n$  – число оборотов шестерни, мин<sup>-1</sup>.

6. Полная нагрузка, действующая в каждой паре зубьев, равна:

$$P = P_{CT} + U. \quad (7)$$

7. Контактные напряжения, действующие в зубчатом зацеплении, определяются по формуле [7]:

$$\sigma_H = Z_E Z_H Z_\epsilon \sqrt{\frac{P_{CT}}{b d_1} \cdot \frac{u+1}{u}} \cdot \sqrt{K_A K_{H_V} K_{H_\beta} K_{H_\alpha}}, \text{ МПа} \quad (8)$$

где  $Z_E$  – коэффициент, учитывающий механические свойства материалов сопряженных зубчатых колес;

$Z_H$  – коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев;

$Z_\epsilon$  – коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий;

$K_A$  – коэффициент, учитывающий внешнюю динамическую нагрузку;

$K_{Hv}$  – коэффициент, учитывающий внутреннюю динамическую нагрузку;

$K_{H\beta}$  – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий;

$K_{H\alpha}$  – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями.

8. По найденным значениям  $\sigma_H$  определяется его логарифм  $\lg \sigma_H$ .

9. По измеренной твердости зубьев предварительно определяется базовое число циклов напряжений  $N_{Hlim}$ , соответствующее пределу выносливости (точка перегиба кривой усталости):

$$N_{Hlim} = 30H_{HB}^{2.4} \leq 120 \cdot 10^6. \quad (9)$$

10. Ориентировочно, по данным [7] рассчитывается предел контактной выносливости:

$$\sigma_{Hpr} = \sigma_{Hlim} Z_W Z_L Z_R Z_v Z_x, \quad (10)$$

где  $\sigma_{Hlim}$  – предел выносливости поверхностных слоев зубьев;

$Z_R$  – коэффициент, учитывающий влияние шероховатости поверхностей зубьев;

$Z_L$  – коэффициент, учитывающий влияние вязкости смазочного материала;

$Z_v$  – коэффициент, учитывающий влияние окружной скорости;

$Z_x$  – коэффициент, учитывающий размер зубчатого колеса;

$Z_W$  – коэффициент, учитывающий влияние перепада твердостей материалов сопряженных поверхностей зубьев.

Полученные расчетные данные используются как ориентировочные при выборе режимов экспериментальных исследований контактной выносливости и позволяют более обоснованно контролировать полученные результаты.

Методические подходы к обработке результатов при проведении испытаний по традиционной схеме [2] могут быть использованы и в данном случае, где каждая пара сопряженных зубьев рассматривается как отдельный объект испытаний. Это позволяет построить кривые усталости, подвергнув результаты испытаний совместной статистической обработке (объединяя пары зубьев с близкими значениями предельных контактных напряжений в группы соответствующие определенным уровням нагружения) методом корреляционного анализа с составлением линейного корреляционного уравнения.

1. Установление параметров уравнения кривой усталости.

К настоящему времени является общепринятым линейная зависимость между  $\ln \sigma_H$  и  $\ln N$  для большого участка левой ветки кривой усталости (до числа циклов соответствующих малоциклового усталости) [2,8]. Аналитически зависимость между указанными величинами представляется в виде уравнения:

$$\sigma_H^{q_H} N = C, \quad (11)$$

где  $C$  – константы, определяемые для линейных участков кривой усталости:

$$C = \sigma_{Hlim}^{q_H} N_{Hlim}, \quad (12)$$

где  $q_H$  – показатель степени, зависящий от материала колес, способа химико-термической обработки, напряженного состояния, вида усталостного разрушения.

2. Уравнения кривых контактной усталости, соответствующие требуемым вероятностям неразрушения представляются в виде [8]:

$$\lg \sigma_H = -\frac{1}{q_{H0.5} + K_b S_m} \lg N + \lg \sigma_H + \frac{1}{q_{H0.5} + K_b S_m} (\lg N + K_b S_{Nr}), \quad (13)$$

где  $\lg \sigma_H$ ,  $\lg N$  – средние значения логарифмов напряжений и логарифмов числа циклов до разрушения, вычисляемые из выражений:

$$\lg \sigma_H = \frac{\sum \lg \sigma_H}{n}, \quad (14)$$

$$\lg N = \frac{\sum \lg N}{n}, \quad (15)$$

$q_{H0.5}$  – показатель степени кривой усталости, соответствующий вероятности неразрушения  $P = 50\%$  :

$$q_{H0.5} = r \frac{S_{\lg N}}{S_{\lg \sigma_H}}, \quad (16)$$

$S_m$  – распределение основного отклонения коэффициента регрессии:

$$S_m = \frac{S_{\lg N}}{S_{\lg \sigma_H}} \sqrt{\frac{1-r^2}{n}}, \quad (17)$$

$S_{Nr}$  – условное основное отклонение:

$$S_{Nr} = S_{\lg N} \sqrt{1-r^2}, \quad (18)$$

$K_b$  – коэффициент, соответствующий кривой усталости с определенной вероятностью неразрушения, определяемый из таблицы 1 [8]:

Таблица 1. Значение коэффициента  $K_b$  в зависимости от вероятности неразрушения

Вероятность неразрушения, %	10	20	30	40	50	60	70	80	90
$K_b$	1,24	0,85	0,53	0,25	0,00	0,25	-0,53	-0,85	-1,24

$S_{\lg \sigma_H}$ ,  $S_{\lg N}$  – средние квадратичные отклонения соответственно логарифмов напряжений и числа циклов до разрушения, определяемые по формулам:

$$S_{\lg \sigma_H} = \sqrt{\frac{\sum (\lg \sigma_H - \lg \sigma_H)^2}{n-1}}, \quad (19)$$

$$S_{\lg N} = \sqrt{\frac{\sum (\lg N - \lg N)^2}{n-1}}, \quad (20)$$

$n$  – число объектов испытаний;

$r$  – коэффициент корреляции, определяемый по формуле:

$$r = \frac{\Sigma(\lg N - \bar{\lg} N)(\lg \sigma_H - \bar{\lg} \sigma_H)}{(n-1)S_{\lg N} S_{\lg \sigma_H}}. \quad (21)$$

**Результаты испытаний.** Ресурсные испытания экспериментальных зубчатых колес велись на стенде с замкнутым силовым контуром

I. Исходные параметры экспериментальных зубчатых колес.

1. Число зубьев: шестерни  $z_1=40$ , колеса  $z_2=40$ .
2. Нормальный модуль  $m=3$  мм.
3. Ширина венца: шестерни  $b_1=10$  мм, колеса  $b_2=10$  мм.
4. Коэффициент смещения исходного контура  $x_1=x_2=0$ .
5. Степень точности передачи – 7-В.
6. Циклограмма нагружения: постоянная нагрузка  $M_1=117,7$  Нм.
7. Частота вращения ведущего колеса –  $n_1=1500$  мин<sup>-1</sup>.
8. Марка стали шестерни и колеса – 40Х.
9. Способ упрочняющей обработки шестерни и колеса – закалка при нагреве ТВЧ.
10. Твердость поверхности зуба шестерни и колеса (средняя) – 50 HRC.
11. Твердость сердцевины зуба шестерни и колеса (средняя) – 30 HRC.

II. Определение геометрических и кинематических параметров.

1. Угол зацепления:  $\alpha_{nv} = 20^0$ .
2. Межосевое расстояние:  
$$a_w = \frac{z_1 + z_2}{2} m = \frac{40 + 40}{2} \cdot 3 = 120 \text{ мм}.$$
3. Делительный диаметр:  
 $d_1 = mz_1 = 3 \cdot 40 = 120 \text{ мм}; \quad d_2 = mz_2 = 3 \cdot 40 = 120 \text{ мм}.$
4. Коэффициент торцового перекрытия:  
$$\epsilon_\alpha \approx 1,88 - 3,2 \left( \frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) = 1,88 - 3,2 \left( \frac{1}{40} + \frac{1}{40} \right) = 1,72.$$
5. Эквивалентные числа зубьев:  
 $z_{v1} = z_1 = 40, \quad z_{v2} = z_2 = 40.$
6. Окружная скорость:  
$$V = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60000} = \frac{\pi \cdot 120 \cdot 1500}{60000} = 9,42 \text{ м/с}.$$
7. Передаточное число:  $u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{40}{40} = 1.$

III. Расчет контактных напряжений в каждой паре сопрягаемых зубьев.

1. Окружная сила:  
$$P_{CT} = \frac{2000 \cdot M_1}{d_1} = \frac{2000 \cdot 117,7}{120} = 1962 \text{ Н}.$$
2. Удельная нормальная жесткость зубьев:  
$$\frac{1}{c'} = 0,05139 + \frac{0,1425}{z_{v1}} + \frac{0,1860}{z_{v2}} =$$
  
$$= 0,05139 + \frac{0,1425}{40} + \frac{0,1860}{40} = 0,0596, \frac{\text{мм} \cdot \text{мкм}}{\text{Н}},$$
  
$$c' = \frac{1}{0,0596} = 16,83 \frac{\text{Н}}{\text{мм} \cdot \text{мкм}}.$$

3. Жесткость сопряженной пары зубьев:

$$C = c' \cdot b = 16,8 \cdot 10 = 168 \frac{\text{Н}}{\text{мкм}}.$$

4. Сближение по нормали не ударяющейся пары зубьев:

$$w_0 = \frac{P_{CT}}{C} = \frac{1962}{168} = 11,7 \text{ мкм}.$$

5. Действующая ошибка в зацеплении каждой пары зубьев определена по формуле (4). Для пары зубьев 1/4 (таблица 2)

$$f_{pb_{r1}} = 8 \text{ мкм}, \quad f_{pb_{r2}} = 28 \text{ мкм}. \text{ Тогда}$$

$$f_{pb_{r2}} - f_{pb_{r1}} + w_0 = 28 - 8 + 11,7 = 31,7 > 10 \text{ мкм}.$$

Поэтому  $\Delta_K = 5 \text{ мкм}.$

$\Delta = 28 - 8 + 11,7 - 5 = 26,7 \text{ мкм}.$  Расчеты  $\Delta$  для всех пар зубьев даны в таблице 2.

6. Динамическая нагрузка в зацеплении каждой пары зубьев находится из (5). Для пары зубьев 1/4:

$$U = 0,248 \cdot 9,42 \cdot 1,41 \cdot 10 \sqrt{\frac{120 \cdot 26,7}{1}} = 1866,8 \text{ Н}.$$

7. Полная нагрузка, действующая в каждой паре зубьев:

$$P = P_{CT} + U. \text{ Для пары зубьев 1/4:}$$

$$P = 1962 + 1866,8 = 3828,8 \text{ Н}.$$

8. Контактные напряжения, действующие в зубчатом зацеплении каждой пары:

$$\sigma_H = Z_E Z_H Z_\epsilon \sqrt{\frac{P_{CT}}{b d_1} \cdot \frac{u+1}{u}} \cdot \sqrt{K_A K_{Hv} K_{H\beta} K_{H\alpha}}. \text{ Для}$$

стальных зубчатых колес  $Z_E = 190$ . Для прямозубых колес

$$Z_H = \frac{1}{\cos \alpha_{nv}} \sqrt{\frac{2}{\text{tg} \alpha_{nv}}} = \frac{1}{\cos 20^0} \sqrt{\frac{2}{\text{tg} 20^0}} =$$

$$= \frac{1}{0,949} \sqrt{\frac{2}{0,364}} = 2,49.$$

$$\text{Коэффициент } Z_\epsilon = \sqrt{\frac{4 - \epsilon_\alpha}{3}} = \sqrt{\frac{4 - 1,72}{3}} = 0,872.$$

Передаточное число  $u = \frac{z_1}{z_2} = \frac{40}{40} = 1$ . Коэффициенты

$$K_{H\beta} = K_{H\alpha} = 1; \quad K_A = 1, \quad K_{Hv} = 1 + \frac{U}{P_{CT}}.$$

$$\text{зубьев } 1/4 \quad K_{Hv} = 1 + \frac{1866,8}{1962} = 1,951,$$

$$\sigma_H = 190 \cdot 2,49 \cdot 0,872 \sqrt{\frac{1962}{10 \cdot 120} \cdot \frac{1+1}{1}} \cdot \sqrt{1 \cdot 1,951 \cdot 1 \cdot 1} =$$

$$= 1124,5 \text{ МПа}.$$

Результаты расчета для каждой пары зубьев даны в таблице 2.

9. Расчетное значение базового числа циклов напряжений:

$$N_{H\lim} = 30 H_{HB}^{2,4}. \text{ По данным [7] } H_{HRC} = 50 \text{ соответствует } H_{HB} = 480. N_{H\lim} = 30 \cdot 480^{2,4} = 81,7 \cdot 10^{-6}.$$

10. Расчетное значение предела контактной выносливости

$$\sigma_{H\beta} : \sigma_{H\beta} = \sigma_{H\lim} Z_L Z_R Z_V Z_X Z_W.$$

Таблица 2. Значения погрешностей шагов зацепления шестерни и колеса, действующей ошибки в зацеплении пары зубьев

№№ зацепляющихся зубьев (ведущ./ ведомое)	Погрешность шага зацепления на зубе. (мкм)		Действующая ошибка в зацеплении пары зубьев, Δ, мкм	Динамическая нагрузка, U <sub>дин</sub> , Н	Полная нагрузка, P, Н	Коэффициент динамичности K <sub>Hv</sub>	Контактное напряжение в зацепляющихся зубьях σ <sub>H</sub> (МПа)	Lg σ <sub>H</sub>
	Колесо №1 ведущее	Колесо №2 ведомое						
1/4	8	28	26,7	1866,8	3828,8	1,951	1042,0	3,02
2/5	6	27	27,7	1902,5	3864,5	1,970	1046,8	3,02
3/6	10	25	21,7	1683,8	3445,8	1,858	1016,8	3,01
4/7	6	26	26,7	1867,8	3829,8	1,952	1042,0	3,02
5/8	5	27	28,7	1936,5	3898,5	1,987	1051,5	3,02
6/9	5	31	32,7	2067,1	4029,1	2,054	1068,9	3,03
7/10	8	26	24,7	1796,5	3758,5	1,902	1032,4	3,01
8/11	2	24	28,7	1936,5	3898,5	1,987	1051,5	3,02
9/12	5	26	27,7	1902,5	3864,5	1,970	1046,9	3,02
10/13	6	23	23,7	1759,8	3721,8	1,897	1027,3	3,01
11/14	7	22	21,7	1683,8	3645,8	1,858	1016,8	3,01
12/15	11	22	17,7	1520,8	3482,8	1,775	993,8	3,00
13/16	12	24	18,7	1563,1	3525,1	1,797	999,8	3,00
14/17	11	16	11,7	1236,4	3198,4	1,630	952,3	2,98
15/18	14	18	10,7	1182,3	3144,3	1,603	944,3	2,98
16/19	10	13	8,7	1066,2	3028,2	1,543	926,7	2,97
17/20	9	5	3,9	713,9	2675,2	1,364	871,0	2,94
18/21	16	8	1,9	498,3	2460,3	1,254	835,3	2,92
19/22	10	6	3,9	713,9	2675,9	1,364	871,0	2,94
20/23	14	14	6,7	935,8	2897,8	1,477	906,5	2,96
21/24	12	11	5,7	863,1	2825,1	1,440	897,3	2,95
22/25	11	12	8,7	1066,2	3028,2	1,543	926,7	2,97
23/26	6	15	15,7	1432,3	3394,3	1,730	981,1	2,99
24/27	13	12	5,7	863,1	2825,1	1,440	897,3	2,95
25/28	15	22	13,7	1337,9	3299,9	1,682	967,4	2,99
26/29	12	12	6,7	935,7	2897,7	1,477	906,5	2,96
27/30	12	9	4,4	758,3	2720,3	1,386	878,3	2,94
28/31	16	18	8,7	1066,3	3028,3	1,543	926,7	2,97
29/32	12	20	14,7	1385,9	3347,9	1,706	974,3	2,99
30/33	11	11	6,7	935,8	2897,8	1,477	906,5	2,96
31/34	8	17	15,7	1432,3	3394,3	1,730	981,1	2,99
32/35	7	10	9,7	1125,7	3087,7	1,574	935,7	2,97
33/36	10	10	6,7	935,8	2897,8	1,477	906,5	2,96
34/37	7	3	3,9	713,9	2675,9	1,364	871,1	2,94
35/38	5	-4	1,4	427,7	2398,7	1,218	823,2	2,91
36/39	4	3	5,7	863,1	2825,1	1,440	897,3	2,95
37/40	6	6	6,7	935,8	2897,8	1,477	906,5	2,96
38/1	2	22	16,7	1477,3	3439,3	1,753	987,6	2,99
39/2	3	25	28,7	1936,5	3898,5	1,987	1051,5	3,02
40/3	3	26	29,7	1970,3	3932,3	2,004	1056,0	3,02

По данным [7]

$$\sigma_{H \lim} = H_{RC} \cdot 17 + 200 = 50 \cdot 17 + 200 = 1050 \text{ МПа} .$$

При  $Z_R = 0,9$ ;  $Z_L = 0,98$ ;  $Z_V = 1$ ;  $Z_X = 1$ ;  $Z_W = 1$

$$\sigma_{Hp} = 1050 \cdot 0,9 \cdot 1 \cdot 0,98 \cdot 1 \cdot 1 = 927 \text{ МПа} .$$

В таблице 3 приведены результаты ресурсных испытаний зубчатой пары (колесо № 1 – ведущее, колесо № 2 – ведомое). Для пар зубьев, начиная с номера 20/23 и далее, ниже в таблице 3 указаны значения чисел циклов и соответствующие им числа часов наработки, при которых наступает усталостное выкрашивание в соответствии с критерием выбраковочного состояния [10]. Число таких пар  $n = 31$ .

1. Среднее значение логарифмов напряжений равно:

$$\bar{\lg} \sigma_H = \frac{\sum \lg \sigma_H}{n} = \frac{1}{31} (5 \cdot 2,96 + 4 \cdot 2,97 + 2 \cdot 2,98 + 5 \cdot 2,99 + 2 \cdot 3,00 + 4 \cdot 3,01 + 8 \cdot 3,02 + 3,03) = \frac{92,82}{31} = 2,99$$

2. Среднее значение логарифмов числа циклов:

$$\bar{\lg} N = \frac{\sum \lg N}{n} = \frac{1}{31} (5 \cdot 8,03 + 6 \cdot 7,99 + 4 \cdot 7,94 + 3 \cdot 7,9 + 6 \cdot 7,82 + 6 \cdot 7,75 + 7,71) = \frac{244,7}{31} = 7,89.$$

3. Средние квадратичные отношения соответственно логарифмов напряжений:

Таблица 3. Нарботка пар зубьев зубчатых колес до выбраковки

№№зацепляющихся зубьев (ведущ./ ведомое)	Контактное напряжение в зацепляющихся зубьях, $\sigma_H$ (МПа )	$Lg \sigma_H$	Число циклов до выбраковки, $N \cdot 10^{-6}$	$Lg N$	Число часов
35/38	823,2	2,91			
18/21	835,3	2,92			
19/22;17/20; 34/37	871,0	2,94			
27/30	878,3	2,94			
36/39;24/27; 21/24	897,3	2,95			
20/23;26/29;30/33;33/36;37/40	906,5	2,96	108,0	8,03	1200
16/19;28/31; 22/25	926,7	2,97	99,0	7,99	1100
32/35	935,7	2,97	99,0	7,99	1100
15/18	944,3	2,98	99,0	7,99	1100
14/17	952,3	2,98	99,0	7,99	1100
25/28	967,4	2,99	93,8	7,96	1000
29/32	974,3	2,99	93,8	7,96	1000
23/26;31/34	981,1	2,99	93,8	7,96	1000
38/1	987,6	2,99	81,7	7,912	900
12/15	993,8	3,00	81,7	7,912	900
/13/16	999,8	3,00	81,7	7,912	900
3/6;11/14	1016,8	3,01	71,1	7,852	800
10/13	1027,3	3,01	71,1	7,852	800
7/10	1032,4	3,01	71,1	7,852	800
1/4;4/7	1042,0	3,02	71,1	7,852	800
2/5;9/12	1046,8	3,02	61,9	7,792	700
5/8;3/2;8/11	1051,5	3,02	61,9	7,792	700
40/3	1056,0	3,02	61,9	7,792	700
6/9	1068,9	3,03	53,8	7,732	600

$$S_{lg \sigma_H} = \sqrt{\frac{\sum (lg \sigma_H - \overline{lg \sigma_H})^2}{n-1}} = 0,013.$$

4. Средние квадратичные отношения числа циклов:

$$S_{lg N} = \sqrt{\frac{\sum (lg N - \overline{lg N})^2}{n-1}} = 0,077.$$

5. Коэффициент корреляции:

$$r = \frac{\sum (lg N - \overline{lg N})(lg \sigma_H - \overline{lg \sigma_H})}{(n-1)S_{lg N}S_{lg \sigma_H}} = -0,97.$$

6. Показатель степени кривой контактной усталости, соответствующий вероятности неразрушения  $P = 50\%$  :

$$q_{H_{0,5}} = |r| \frac{S_{lg N}}{S_{lg \sigma_H}} = 0,97 \frac{0,077}{0,013} = 5,80.$$

7. Распределение основного отклонения коэффициента регрессии:

$$S_m = \frac{S_{lg N}}{S_{lg \sigma_H}} \sqrt{\frac{1-r^2}{n}} = \frac{0,077}{0,013} \sqrt{\frac{1-(0,97)^2}{31}} = 0,26.$$

8. Условное основное отклонение:

$$S_{Nr} = S_{lg N} \sqrt{1-r^2} = 0,013 \sqrt{1-(0,97)^2} = 3,1 \cdot 10^{-3}.$$

9. При вероятности неразрушения  $P = 90\%$  показатель степени кривой усталости:

$$q_{H_{0,9}} = q_{H_{0,5}} + k_b S_m = 5,8 - 1,24 \cdot 0,26 = 5,47.$$

При вероятности неразрушения  $P = 10\%$  показатель степени кривой усталости:

$$q_{H_{0,1}} = 5,8 + 1,24 \cdot 0,26 = 6,13.$$

10. Кривые усталости при вероятности неразрушения  $P = 10\%, 50\%, 90\%$  показаны на рисунке 1. Маркерами обозначены значения  $lg \sigma_H$  и  $lg N$ , при которых на зубьях имело место выкрашивание, маркерами со стрелкой – контактные напряжения, соответствующие пределу выносливости и ниже этого уровня. За предел контактной выносливости принято напряжение на паре зубьев 24/27:  $\sigma_{HP} = 897,3 \text{ МПа}$ ,  $lg \sigma_{HP} = 2,953$ .

11. Базовое число циклов напряжений  $N_{Hlim}$  (точка перегиба кривой усталости) определяется из уравнения (13) для значения  $\sigma_H = \sigma_{HP} = 897,3 \text{ МПа}$ .

$$lg N_{Hlim} = +(q_{H_{0,5}} + k_b S_m)(\overline{lg \sigma_H} - lg \sigma_{HP}) + \overline{lg N} + k_b S_{Nr} \quad (22)$$

Для  $P = 50\%$   $N_{Hlim_{0,5}} = 99,5 \cdot 10^6$  ( $lg N_{Hlim_{0,5}} = 7,998$ ).

$P = 10\%$   $N_{Hlim_{0,1}} = 102,7 \cdot 10^6$  ( $lg N_{Hlim_{0,1}} = 8,011$ ).

$P = 90\%$   $N_{Hlim_{0,9}} = 96,6 \cdot 10^6$  ( $lg N_{Hlim_{0,9}} = 7,985$ ).

Кривые контактной усталости рабочих поверхностей зубьев, построенные по результатам ресурсных испытаний с использованием предложенного нами метода и полученные традиционными методами [2, 8] практически идентичны друг другу, что подтверждает правомочность методического подхода, при котором каждая пара сопряженных зубьев рассматривается как отдельный объект испытаний.

### Заключение

Разработанная методика построения кривых контактной выносливости по результатам испытаний ограниченного числа зубчатых колес, позволяющая рассматривать каждую пару сопрягаемых зубьев как отдельный объект испытаний, дает возможность увеличить в несколько раз объём получаемых экспериментальных данных развития изношенных и усталостных

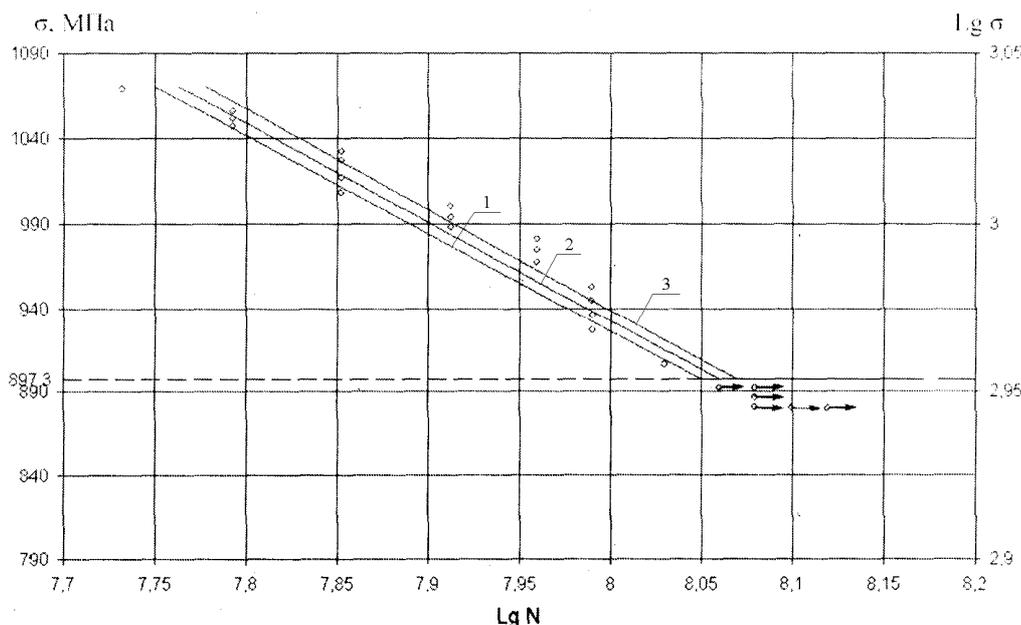


Рис. 1. Кривые усталости при вероятности неразрушения  $P = 90\%$  (1),  $50\%$  (2),  $10\%$  (3)

повреждений рабочих поверхностей зубьев испытываемых колёс, значительно повысить информативность испытаний. Предлагаемая методика позволяет более чем на порядок сократить длительность трудоемких и дорогостоящих ресурсных испытаний зубчатых колёс за счет сокращения числа испытываемых образцов, ускорить внедрение новых перспективных материалов и технологий упрочнения, улучшающих эксплуатационные свойства зубчатых передач приводов автотракторной техники.

#### СПИСОК ЦИТИРОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Ускоренные испытания изделий машиностроения / Н.И. Афанасьев, В.А. Дьяченко, О.В. Дьяченко и др.: – Мн.: Беларуская навука, 1997. – 109 с.
2. Школьник М. Методика усталостных испытаний. Справочник. – М.: Металлургия, 1978. – 304с.
3. Пат. 4261 С2 ВУ, МПК G 01 М 13/02. Способ вибрационной диагностики нагруженности зубьев зубчатых передач при испытаниях / Берестнев О.В., Ишин Н.Н., Басинюк В.Л., и др. – № а 19980960; Заявл. 21.10.1998; Афіцыйны бюлетэнь / Дзярж. пат. камітэт Рэсп. Беларусь. – 2001. – №4. – С. 171-172.

4. Петрусевич А.И., Генкин М.Д., Гринкевич В.К. Динамические нагрузки в зубчатых передачах с прямозубыми колесами. – М.: Изд-во АН СССР, 1956. – 134 с.
5. Генкин М.Д., Соколова А.Г. Виброакустическая диагностика машин и механизмов. – М.: Машиностроение, 1987. – 288 с.
6. Берестнев Я.О., Ишин Н.Н. Новые методы экспериментального определения критериальных параметров динамических систем приводных механизмов: Монография. – Мн.: УП «Технопринт», 2004. – 117 с.
7. ГОСТ 21354-87. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность. Издательство стандартов, 1988. – 125 с.
8. Берестнев О.В., Соболев А.С. Исследования влияния технологии окончательной обработки зубчатых колёс на их работоспособность /информационные материалы/ - М., 1971. – 107с.
9. Решетов Д.Н. Детали машин. – М.: Машиностроение, 1989. – 496с.
10. О.В. Берестнев. Самоустанавливающиеся зубчатые колеса. – Мн.: Наука и техника, 1983. – 312 с.

УДК 621.91.521.62-19

Голуб В.М., Голуб М.В., Добрияник Ю.А.

Статья поступила в редакцию 06.02.2007

## ТЕХНИЧЕСКАЯ ДИАГНОСТИКА УПЛОТНЕНИЙ ВАЛОВ ГИДРОМАШИН

**Введение.** С развитием отраслей промышленности расширяются области применения гидромашин и гидроаппаратов, надежность которых в большинстве своем определяется состоянием уплотнений валов. На современных гидромашинах герметизация выхода вала из корпуса осуществляется уплотнениями торцового типа.

Нынешний период эксплуатации нефтяных центробежных насосов характеризуется значительным повышением срока службы уплотнений. Однако в общей доле остановок насосного оборудования, остановки по причине разгерметизации валов остаются преобладающими. Если учесть, что остановка насосного агрегата приводит к нарушению технологического

режима перекачки, то актуальность проблемы повышения надежности и долговечности уплотнений становится очевидной. Важным моментом повышения надежности уплотнений является техническая диагностика, позволяющая выявить своевременно отклонения основных технических показателей от нормативных. Такими показателями для уплотнений могут быть допустимые нормы утечки, температурный режим и др. Определяющим показателем надежности является гидравлическая плотность уплотнений.

#### 1 Принцип герметизации и устройство

Принцип герметизации таких уплотнений основан на создании гидравлического сопротивления течению жидкости в