

Н.Н. ИШИН, к.т.н., доц., зам. директора НТЦ "Карьерная техника"

Объединённого института машиностроения НАН Беларуси, Минск;

А.М. ГОМАН, к.т.н., доц., нач. отдела Объединённого института

машиностроения НАН Беларуси;

А.С. СКОРОХОДОВ, к.т.н., вед. научный сотрудник Объединённого института машиностроения НАН Беларуси

ОЦЕНКА ОСТАТОЧНОГО РЕСУРСА ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ ПРИ СТЕНДОВЫХ ИСПЫТАНИЯХ ПО ДАННЫМ ВИБРОМОНИТОРИНГА

Изложена методология оценки остаточного ресурса работоспособности зубчатых передач по изменению динамических характеристик при ресурсных испытаниях на контактную выносливость. При этом каждая пара сопряжённых зубьев рассматривается как отдельный объект испытаний. Оценка производится на основе результатов стендовых экспериментальных исследований зубчатых колёс с передаточным отношением равным единице и учёта значений реальных коэффициентов перекрытия.

Викладена методологія оцінки залишкового ресурсу працездатності зубчастих передач по зміні динамічних характеристик при ресурсних випробуваннях на контактну витривалість. При цьому кожна пара зв'язаних зубів розглядається як окремі об'єкт випробувань. Оцінка виробляється на основі результатів стендових експериментальних досліджень зубчастих коліс з передавальним відношенням рівним одиниці і обліку значень реальних коефіцієнтів перекриття.

The methodology of an estimation of a residual resource of working capacity of tooth gearings on change of dynamic characteristics is stated at resource tests for contact endurance. Thus each pair of the interfaced teeth is considered as separate object of tests. The estimation is made on the basis of results of bench experimental researches of cogwheels with the transfer relation equal to unit and the account of values of real factors of overlapping.

Введение. Созданные к настоящему времени аналитико-экспериментальные методы и инструментальные средства оценки технического состояния и вибромониторинга технических систем получают все большее практическое применение. Современное развитие микропроцессорной и вычислительной техники позволяет создавать диагностические комплексы, обеспечивающие эффективный контроль текущего технического состояния сложных систем и достаточно обоснованное прогнозирование "эксплуатационного ресурса" их наиболее ответственных элементов [1-3]. Однако, для широкого практического применения ресурсного прогнозирования требуется дополнительное развитие ряда научных и практических приложений, в частности, таких как прогнозирование остаточного ресурса зубчатых колес по данным периодического мониторинга динамики зацепления при ресурсных испытаниях. В зубчатых передачах общемашиностроительного применения в начальной фазе зацепления зубьев вследствие их деформирования, погрешностей изготовления и сборки зубчатых колёс возникают ударные импульсы, генерирующие вибрационные процессы в механизмах. По мере развития повреждений в зубьях изменяются амплитуда и энергия ударного импульса, определяемая его формой, приводящие в свою очередь к изменению вибрационных характеристик зубчатых передач. Проведенные эксперименталь-

ные исследования позволили установить корреляционные зависимости между ними. На этой основе была создана методика оценки остаточного ресурса [4] в зубчатых передачах приводных зубчатых механизмов и трансмиссионных систем мобильных машин по результатам периодического вибромониторинга их технического состояния. Расчёт наибольших контактных напряжений в каждой паре зубьев производился в полусной точке зацепления при условии однопарного зацепления в предположении, что коэффициент перекрытия всей зубчатой передачи равен теоретическому значению. Однако проведенные экспериментальные и теоретические исследования [5, 6] показали, что вследствие неточности изготовления зубчатых колёс реальный коэффициент перекрытия существенно меньше теоретического значения. Неучёт указанного фактора может привести к существенному завышению ресурса зубчатой передачи [5].

В данной работе методика оценки остаточного ресурса зубчатых передач при ресурсных испытаниях на контактную выносливость отрабатывается на передачах с передаточным отношением равным единице с учётом реального значения коэффициента перекрытия. В этом случае в процессе стендовых испытаний каждый зуб шестерни постоянно входит в зацепление с соответствующим зубом колеса, т.е. объектами наблюдения, свидетельствующими о техническом состоянии передачи, будут служить одни и те же пары сопряжённых зубьев, число которых N равно числу зубьев шестерни и колеса: $N=z_1=z_2$.

Методология исследования остаточного ресурса. Физико-механические процессы, происходящие в каждой паре зубьев, при нагружении зубчатой передачи постоянным вращающим моментом T будут протекать во времени по-разному. При термообработке зубчатых колёс имеет место разброс значений твёрдости поверхностей зубьев. Поэтому процессы изнашивания поверхностей зубьев протекают в каждой паре зубьев по-разному. При этом износ и контактное выкрашивание меняют шаг зацепления зубьев, что приводит к изменению амплитуды и формы ударного импульса, а, следовательно, и динамической составляющей нагрузки в зубчатом зацеплении. В свою очередь её величина определяет уровень виброакустической активности зубчатой передачи, что даёт возможность установить взаимосвязь динамической составляющей нагрузки с виброускорениями, и, далее, со степенью износа и контактного выкрашивания отдельных пар зубьев. Периодический вибромониторинг технического состояния зубчатой пары в течение времени испытаний позволяет по полученным виброграммам определять коэффициенты динамичности каждой пары зубьев и пересчитывать значения их остаточных ресурсов и вероятностей безотказной работы в зависимости от уже достигнутой наработки.

Мера несущей способности зубчатого колеса по контактной выносливости R_H определяется выражением [7-9]

$$R_H = \sigma_{H\lim}^q N_{H0}, \quad (1)$$

где $\sigma_{H\lim}$ – предел контактной выносливости; q – показатель степени кривой усталости; N_{H0} – число циклов напряжений, соответствующее перегибу кривой усталости, при расчете на контактную выносливость.

пары зубьев; E – приведенный модуль упругости; ρ_{1i} и ρ_{2i} – соответственно радиусы кривизны профилей зубьев шестерни и колеса в точке контакта L_i в текущий момент времени t (рисунок 1); K_{Hi} – коэффициент нагрузки; $K_A=1$ – коэффициент, учитывающий внешнюю динамическую нагрузку.

Значение величины $\rho_{при}$ зависит от положения точки L_i на практической линии зацепления, а минимальное $\rho_{при}^{min}$ – в крайних точках A и B практической линии зацепления. Тогда в соответствии с формулой (3) в случае однопарного зацепления максимальное контактное напряжение имеет место в начальной точке A практической линии зацепления, минимальное – в полюсе зацепления P_0 .

Положение точки контакта L_i , соответствующей моменту перехода зацепления зубьев от двухпарного к однопарному на практической линии зацепления AB (рисунок 1) может быть определено по приближенной формуле

$$AL_i = \frac{(\varepsilon_\alpha^p - 1) \cdot T_z}{\varepsilon_\alpha^T \cdot T_z} AB, \quad (9)$$

где $T_z=60/nz$; n – частота вращения шестерни; z – число зубьев шестерни.

Длина линии AB равна

$$AB = \varepsilon_\alpha^T \cdot p_\alpha = \varepsilon_\alpha^T \cdot \pi \cdot m \cdot \cos \alpha, \quad (10)$$

где p_α – шаг зубчатого колеса по начальной окружности; m – модуль зубчатого колеса; α – угол зацепления.

Радиусы кривизны соприкасающихся профилей зубьев в точке L_i равны

$$\rho_{1L_i} = \rho_{1A} + AL_i; \quad (11) \quad \rho_{2L_i} = ab - \rho_{1L_i}. \quad (12)$$

Длина теоретической линии зацепления ab зубчатой передачи вычисляется по формуле

$$ab = 0,5m(z_1 + z_2) \sin \alpha. \quad (13)$$

Приведенный радиус кривизны в начальной точке A практической линии зацепления определяется следующим образом. Определяется радиус окружности вершин зубьев ведомого колеса

$$R_{r2} = 0,5m(z + 2). \quad (14)$$

Радиус основной окружности ведомого колеса

$$r_2 = 0,5mz_2 \cos \alpha. \quad (15)$$

Радиус кривизны ведомого зуба в вершине

$$\rho_{2A} = \sqrt{R_{r2}^2 - r_2^2}. \quad (16)$$

Сумма радиусов кривизны ρ_{1A} и ρ_{2A} равна длине теоретической линии зацепления ab зубчатой передачи

$$\rho_{1A} + \rho_{2A} = 0,5m(z_1 + z_2) \sin \alpha. \quad (17)$$

Радиус кривизны профиля ведущего зуба в точке A

$$\rho_{1A} = 0,5m(z_1 + z_2) \sin \alpha_0 - \rho_{2A}. \quad (18)$$

При проведении стендовых испытаний зубчатых передач для расчёта контактных напряжений в каждой паре сопряжённых зубьев в процессе очередного вибромониторинга состояния передачи требуется определять коэффициенты динамичности K_{Hvi} и реальное значение коэффициентов перекрытия ε_α^p . Динамические составляющие нагрузки U_i в каждой паре зубьев находятся по измеряемым амплитудам виброимпульсов на подшипниковых узлах [3, 4]. Коэффициенты K_{Hvi} вычисляются по формуле

$$K_{Hvi} = 1 + \frac{U_i}{P_{st}}, \quad (19)$$

где P_{st} – окружная сила, действующая в зубчатом зацеплении.

Действующая ошибка Δ_i в зубчатом зацеплении (а по ней разность основных шагов Δ_{0i} двух сопряжённых зубьев) определяется по формуле Петрусевича [3] по экспериментально найденным значениям U_i . По величине Δ_{0i} может быть рассчитан реальный коэффициент перекрытия $\varepsilon_{\alpha i}^p$ [5, 6]. Далее по формулам (9-18) вычисляется приведенный радиус кривизны i -ой пары зубьев $\rho_{при}$. После чего определяется наибольшее контактное напряжение в каждой паре зубьев (8).

Пример расчёта остаточного ресурса зубчатых передач по результатам стендовых испытаний. Экспериментальная апробация методики оценки остаточного ресурса по контактной выносливости проводилась при ресурсных испытаниях зубчатых колес.

Испытаниям подвергались две пары эвольвентных прямозубых зубчатых колес, установленных в замкнутый контур испытательного стенда. Параметры зубчатых колес следующие:

Число зубьев $z=40$,

Модуль $m=0,003$ м,

Ширина венца зубчатого колеса $b_w=0,01$ м,

Исходный контур – ГОСТ 13755-81,

Материал – Сталь 40Х,

Термообработка – закалка ТВЧ $HRC=50$,

Статический крутящий момент в контуре $T=120$ Н·м,

Частота вращения $n=1000$ мин⁻¹.

Теоретическое значение коэффициента перекрытия $\varepsilon_\alpha^T=1,72$.

Расчетная величина статического окружного усилия

$$P_{st} = \frac{2000T}{mz} = 2000\text{Н}. \quad (20)$$

В процессе проведения испытаний одновременно фиксировались в реальном масштабе времени полное окружное усилие на тензометрируемом зубе и амплитуда виброимпульсов на подшипниковых узлах. В таблице 1 представлены данные о нагруженности каждого зуба ведомого колеса, получен-

ные по результатам обмера осциллограмм тензометрируемых зубьев и значениям амплитуд импульсов виброускорений A_i , соответствующих номерам пар зубьев в единицах измерения $g=9,81\text{м/с}^2$, показанных на рисунке 2.

Тарировочный коэффициент связи между нагружающим моментом на паре зубьев T_i и соответствующей амплитудой виброимпульса зависит от частоты вращения колес и равен $64,0$ при $n=1000\text{мин}^{-1}$

$$T_i = 64,0 \cdot A_i, \text{ Н}\cdot\text{м}. \quad (21)$$

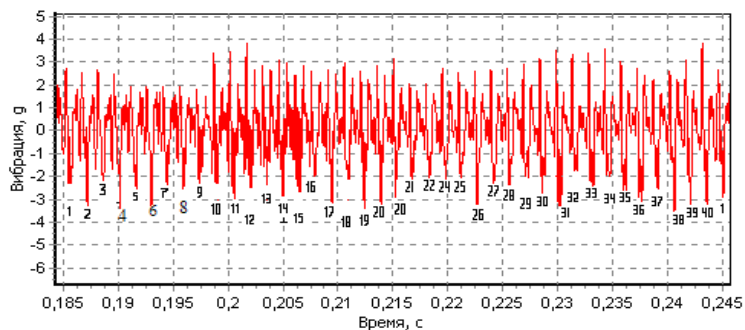


Рисунок 2 – Осциллограммы вибраций, полученных при нагружающем моменте $T=120\text{Н}\cdot\text{м}$ и частоте вращения $n=1000\text{мин}^{-1}$ за один оборот колеса

На основании найденной зависимости, по амплитудам вибраций, генерируемых при зацеплении нетензометрируемыми зубьями, оценивается действительная нагруженность зубьев экспериментальных колес и рассчитывается ориентировочный ресурс работоспособности каждого зуба испытываемой передачи.

Таблица 1 – Экспериментальные значения нагруженности каждой пары зубьев передачи по результатам обмера осциллограмм

№ пары зубьев	Амплитуда импульса виброускорений A_i, g	Нагружающий момент на паре зубьев $T_i, \text{Н}\cdot\text{м}$	Полная нагрузка в зацеплении пары зубьев, $F_i, \text{Н}$	Динамическая составляющая нагрузки на зубе $U_i, \text{Н}$	Суммарная погрешность $\delta_0, \text{мкм}$	Коэффициент динамической нагрузки, $K_{H\beta i}$	Реальный коэффициент перекрытия, ε_a^p
1	2	3	4	5	6	7	8
1	2,3	147,2	2453,3	453,3	7,1	1,23	1,72
2	3,2	204,8	3413,3	1413,3	39,52	1,71	1
3	2,0	128	2133,3	133,3	0,62	1,07	1,72
4	3,2	204,8	3413,3	1413,3	39,52	1,71	1
5	2,4	153,6	2560,0	560,0	10,42	1,28	1,72
6	3,2	204,8	3413,3	1413,3	39,52	1,71	1
7	2,2	140,8	2346,7	346,7	4,16	1,17	1,72
8	2,5	160	2666,7	666,7	11,68	1,33	1,72
9	2,0	128	2133,3	133,3	0,62	1,07	1,72
10	2,2	140,8	2346,7	346,7	4,16	1,17	1,72
11	2,8	179,2	2986,7	986,7	21,82	1,49	1,72
12	2,4	153,6	2560,0	560,0	10,42	1,28	1,72
13	2,5	160	2666,7	666,7	12,68	1,33	1,72
14	2,9	185,6	3093,3	1093,3	25,66	1,55	1,54

Продолжение таблицы 1

15	2,8	179,2	2986,7	986,7	21,82	1,49	1,72
16	2,0	128	2133,3	133,3	0,62	1,07	1,72
17	3,0	192	3200,0	1200,0	29,88	1,60	1,14
18	2,2	140,8	2346,7	346,7	4,16	1,17	1,72
19	3,3	211,2	3520,0	1520,0	44,92	1,76	1,72
20	3,0	192	3200,0	1200,0	29,88	1,60	1,14
21	3,0	192	3200,0	1200,0	29,88	1,60	1,14
22	2,1	134,4	2240,0	240,0	2,00	1,12	1,72
23	2,0	128	2133,3	133,3	0,62	1,07	1,72
24	2,0	128	2133,3	133,3	0,62	1,07	1,72
25	2,0	128	2135	135	0,62	1,07	1,72
26	3,2	204,8	3413	1413	39,52	1,71	1
27	2,2	140,8	2255	255	4,16	1,13	1,72
28	2,3	147,2	2495	495	11,10	1,25	1,72
29	2,0	128	3215	1215	0,62	1,61	1,72
30	2,7	172,8	2975	975	18,38	1,49	1,72
31	3,1	198,4	3307	1307	34,50	1,65	1
32	1,8	115,2	2735	735	0,22	1,37	1,72
33	2,2	140,8	2495	495	4,16	1,25	1,72
34	2,0	128	2975	975	0,62	1,49	1,72
35	2,6	166,4	3095	1095	15,33	1,55	1,72
36	2,7	172,8	3095	1095	18,38	1,55	1,72
37*	2,5	160	2855	855	12,68	1,43	1,72
38*	3,2	204,8	3413	1413	39,52	1,71	1
39*	3,1	198,4	3307	1307	34,50	1,65	1
40	3,0	192	3200	1200	29,88	1,60	1,14

Примечание: * – Тензомост

По имеющимся в таблице 1 рассчитанным по (21) значениям нагружающего момента T_i на каждой i -ой паре зубьев динамическая составляющая нагрузки U_i в каждой паре зубьев вычисляется как разность полной нагрузки F_i в зацеплении i -ой пары и статической P_{st}

$$U_i = F_i - P_{st} = \frac{2000T_i}{mz} - 2000, \text{ Н}. \quad (22)$$

Там же приводятся вычисленные по формуле (19) величины коэффициентов динамичности $K_{H\beta i}$ для каждой пары зубьев.

Действующая ошибка в зацеплении Δ_i для каждой пары зубьев [3] рассчитывается по формуле

$$\Delta_i = \delta_{i0} - \Delta_K, \quad (23)$$

где δ_{i0} – суммарная погрешность i -ой пары зубьев

$$\delta_{i0} = \Delta_{i0} + w_0, \quad (24)$$

где Δ_{i0} – разность основных шагов i -ой пары сопряженных зубьев шестерни и колеса, мкм; Δ_K – компенсируемая масляным слоем ошибка в зубчатом зацеплении; $\Delta_K=5\text{мкм}$ при $\delta_{i0}>10\text{мкм}$ и $\Delta_K=0,5\delta_{i0}$ при $\delta_{i0}<10\text{мкм}$, $w_0=P_{st}/c$, мкм – сближение по нормали неударяющейся пары зубьев; $c=c' \cdot b_w$ – жесткость со-

пряженной пары зубьев, Н/мкм; c' – удельная нормальная жесткость пары зубьев, определяемая для колес без смещения из выражения [7]:

$$\frac{1}{c'} = \left(0,05139 + \frac{0,1425}{z_{V1}} + \frac{0,1860}{z_{V21}} \right) \text{мм} \cdot \text{мкм} / \text{Н}, \quad (25)$$

где b_w – рабочая ширина венца зубчатого колеса, мм; z_{v1}, z_{v2} – эквивалентные числа зубьев шестерни и колеса, для прямозубых колес $z_{v1}=z_1, z_{v2}=z_2$, где z_1, z_2 – числа зубьев шестерни и колеса.

Для экспериментальной пары зубчатых колес рассчитанное по формуле (25) значение удельной нормальной жесткости равно: $c'=16,83 \text{Н/мм} \cdot \text{мкм}$. Откуда жесткость сопряженной пары зубьев $c=168,3 \text{Н/мкм}$ и сближение по нормали, не ударяющейся пары зубьев $w_0=11,9 \cdot 10^{-6} \text{м}$.

Динамическая составляющая нагрузка в зубчатом зацеплении каждой пары зубьев U_i связана с действующей ошибкой зацепления Δ_i обобщенной формулой А.И. Петрусевича [3]:

$$U_i = 0,248 \cdot V \cdot \alpha \cdot b_w \sqrt{\frac{a_w \cdot \Delta_i}{u}}, \text{Н} \quad (26)$$

где V – окружная скорость колес, м/с; a_w – межосевое расстояние, мм; u – передаточное число; b_w – ширина зубчатого венца, мм; 0,248 – размерный коэффициент, Н·с/(м·мм^{3/2}·мкм^{1/2}); α – поправочный коэффициент: $\alpha = \sqrt{L_{ст}/b}$, где $L_{ст}$ – ширина ступицы зубчатого колеса, что связано с тем, что при выводе формулы для значений удельной динамической нагрузки принималось, что ширина ступицы зубчатого колеса $L_{ст}$ равна ширине зубчатого венца b_w .

В данном случае $L_{ст}=0,02 \text{м}$, $b_w=0,01 \text{м}$, поэтому поправочный коэффициент будет равен $\alpha = \sqrt{0,02/0,01} = 1,41$.

Окружная скорость равна:

$$V = \frac{\pi \cdot m \cdot z \cdot n_1}{60000} = 6,28 \text{ м/с}. \quad (27)$$

По формуле (26) по экспериментально найденным значениям U_i определяется в каждой паре зубьев действующая ошибка зацепления Δ_i

$$\Delta_i = \left(\frac{U_i}{0,248 \cdot V \cdot \alpha \cdot b_w \sqrt{\frac{a_w}{u}}} \right)^2 = 1,728 \cdot 10^{-5} \cdot (U_i)^2 \text{ (мкм)}. \quad (28)$$

Из соотношений (24),(25),(28) вычисляются суммарные погрешности каждой из пар зубьев δ_i , значения которых представлены в таблице 1.

Проведенные в работах [5, 6] исследования показали, что величина реального коэффициента перекрытия ε_α^p зависит от значительного числа параметров:

геометрических, кинематических, погрешностей окружных шагов зацеплений сопрягаемых зубьев, кромочной C_k и срединной C_c жесткостей сопрягаемых зубьев, динамических нагрузок в зацеплениях зубьев и многих других факторов. Для рассматриваемой экспериментальной пары зубчатых колес по результатам проведенных расчетов в первом приближении может быть предложена простая нелинейная зависимость между реальным коэффициентом перекрытия ε_α^p и разностью основных шагов i -ой пары сопряженных зубьев Δ_i , график которой представлен на рисунке 3.

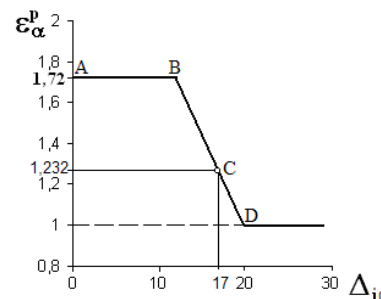


Рисунок 3 – График зависимости реального коэффициента ε_α^p перекрытия от разности основных шагов сопряженных зубьев Δ_{i0}

Горизонтальный участок АВ соответствует интервалу $0 \leq \Delta_{i0} \leq \delta_c$. Предполагается, что при $\Delta_{i0} < \delta_c$ контакт предыдущей пары зубьев на линии зацепления не нарушается и коэффициент перекрытия для такой пары принимается равным теоретическому значению $\varepsilon_\alpha^T = 1,72$. Наклонный участок является отрезком прямой линии BD , описываемой уравнением

$$\varepsilon_\alpha^p = -0,0957 \cdot \Delta_{i0} + 2,859, \quad (29)$$

где 0,0957 – размерный коэффициент, 1/мкм.

Уравнение (29) определяется по двум точкам B и C . При этом точка C соответствует реальному значению коэффициента перекрытия $\varepsilon_\alpha^p = 1,232$ для пары зубьев с значением $\Delta_{i0} = 17$ мкм [5]. Точка D находится на пересечении прямой, проходящей через точки B и C , и горизонтальной прямой, соответствующей коэффициенту перекрытия $\varepsilon_\alpha^p = 1$. Координаты точки D : $\varepsilon_\alpha^p = 1, \Delta_{i0} = 19,4$ мкм. При $\Delta_i > 19,4$ мкм коэффициент перекрытия пары зубьев становится практически равным единице.

Вычисленные по уравнению (29) значения коэффициентов перекрытия для каждой пары зубьев представлены в таблице 1.

В соответствии с формулой (11) для угла зацепления $\alpha = 20^\circ$ длина практической линии зацепления равна

$$AB = 1,72 \cdot \pi \cdot 0,003 \cdot \cos 20^\circ = 0,0152 \text{ м}.$$

В таблице 2 приводятся значения приведенных радиусов кривизны $\rho_{при}$ каждой пары зубьев, рассчитанные по формулам (9)-(18).

Коэффициент нагрузки K_{Hi} , необходимый для расчета контактного напряжения (8), определяется по формуле [7]

$$K_{Hi} = K_A \cdot K_{Hvi} \cdot K_{H\beta i} \cdot K_{Ha}$$

где $K_A = 1$ – коэффициент, учитывающий внешнюю динамическую нагрузку; K_{Hvi} – коэффициент, учитывающий внутреннюю динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении; $K_{H\beta i} = 1$ – коэффициент, учитывающий неравно-

мерность распределения нагрузки по длине контактных линий; $K_{H\alpha}=1$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями, для прямозубых колёс $K_{H\alpha}=1$. Таким образом, $K_{H\alpha}=1 \cdot K_{H\beta} \cdot 1 = K_{H\beta}$.

Предел контактной выносливости определяется в предположении, что твердость поверхности зубьев равна среднему значению твердости зубчатой передачи $H=50HRC$.

Для стали 40X с закалкой зубьев ТВЧ до твердости $HRC=50$ по [8] имеем:

$$\sigma_{Hlim} = 1152 \text{ МПа.}$$

Базовое число циклов напряжений по контактной выносливости [8]

$$N_{H0} = 10^8.$$

Показатель наклона кривой контактной выносливости $q=6$.

Мера несущей способности по контактной выносливости зубьев определяется после подстановки приведенных выше значений в выражение (1)

$$R_H = 23,4 \cdot 10^{25}.$$

Мера повреждения каждой пары зубьев $\Delta Q_{Hi,1}$ за наработку $\Delta t_1=400$ часов рассчитывается по формулам (3), (4) и представлена в таблице 2:

$$\Delta Q_{Hi,1} = \sigma_{Hi,1}^q N_{Hi,1} = \sigma_{Hi,1}^6 \cdot 1000 \cdot 60 \cdot 400 = 24 \cdot 10^6 \cdot \sigma_{Hi,1}^6. \quad (30)$$

Таблица 2 – Результаты расчета величины остаточного ресурса по контактной выносливости каждой пары зацепляющихся зубьев

№ пары зубьев	Приведенный радиус кривизны на паре зубьев $\rho_{пр}$, м	Контактное напряжение σ_{Hi} , МПа	Мера затраченного ресурса, $\Delta Q_{Hi,1} \cdot 10^{-25}$	Мера остаточного ресурса, $R_{Hoi} \cdot 10^{-25}$	Ресурс остаточный T_j , час
1	2	3	4	5	6
1	0,010213	969,1	1,99	21,41	4308
2	0,008841	1228,6	8,25	15,15	734
3	0,010213	903,7	1,31	22,09	6760
4	0,008841	1228,6	8,25	15,15	734
5	0,010213	990,0	2,26	21,14	3742
6	0,008841	1228,6	8,25	15,15	734
7	0,010213	947,8	1,74	21,66	4980
8	0,010213	1010,4	2,55	20,85	3265
9	0,010213	903,7	1,31	22,09	6760
10	0,010213	947,8	1,74	21,66	4980
11	0,010213	1069,3	3,59	19,81	2209
12	0,010213	990,0	2,26	21,14	3742
13	0,010213	1010,4	2,55	20,85	3265
14	0,010055	1096,7	4,18	19,22	1841
15	0,010213	1069,3	3,59	19,81	2209
16	0,010213	903,7	1,31	22,09	6760
17	0,009263	1162,2	5,91	17,49	1183
18	0,010213	947,8	1,74	21,66	4980
19	0,010213	1160,9	5,87	17,53	1193
20	0,009263	1162,2	5,91	17,49	1183

Продолжение таблицы 2

21	0,009263	1162,2	5,91	17,49	1183
22	0,010213	926,0	1,51	21,89	5786
23	0,010213	903,7	1,31	22,09	6760
24	0,010213	903,7	1,31	22,09	6760
25	0,010213	904,1	1,31	22,09	6741
26	0,008841	1257,4	9,49	13,91	587
27	0,010213	929,1	1,54	21,86	5663
28	0,010213	929,1	1,54	21,86	5663
29	0,010213	1109,4	4,47	18,93	1692
30	0,010213	1067,2	3,55	19,85	2240
31	0,008841	1257,4	9,49	13,91	587
32	0,010213	1023,3	2,76	20,64	2997
33	0,010213	977,3	2,09	21,31	4076
34	0,010213	1067,2	3,55	19,85	2240
35	0,010213	1088,5	3,99	19,41	1945
36	0,010213	1088,5	3,99	19,41	1945
37	0,010213	1045,5	3,13	20,27	2586
38	0,008841	1319,2	12,65	10,75	340
39	0,008841	1257,4	9,49	13,91	587
40	0,009263	1207,6	7,44	15,96	858

Остаточная мера несущей способности i -ой пары зубьев по контактной выносливости R_{Hoi} за наработку Δt_1 находится по формуле (5). Остаточный ресурс i -ой пары зубьев $T_{i,1}$ в часах при наработке Δt_1 определяется по формуле (6) и приведен в таблице 2.

Нахождение распределения остаточного ресурса экспериментальной зубчатой передачи при наработке 400 часов вследствие априори неизвестного закона распределения этой случайной величины производится непараметрическим методом [11]. Исследуемая выборочная совокупность состоит из $N=40$ объектов (пар зубьев). Проверка её репрезентативности при непараметрическом методе производится по формуле, определяющей минимальное число объектов наблюдения n ,

$$n = \frac{\ln(1 - \gamma)}{\ln P(t)}, \quad (31)$$

где $P(t)$ – требуемая вероятность безотказной работы в течение некоторого времени t с доверительной вероятностью γ , задаваемой из условия выхода из строя передачи за время t .

Требуемое минимальное число объектов наблюдения при доверительной вероятности $\gamma=0,9$ для проверки того, что вероятность безотказной работы $P(t)$ не менее 0,9 равно

$$n = \frac{\ln(1 - 0,9)}{\ln 0,9} \approx 22.$$

Следовательно, выборочная совокупность из 40 пар зубьев ($40 > 22$) представляет собой репрезентативную выборку.

Вариационный ряд распределения остаточного ресурса пар зубьев зубчатой передачи представлен в таблице 3.

Таблица 3 – Вариационный ряд распределения остаточного ресурса

l	1	2	3	4	5	6	7
T_l	0–1000	1000–2000	2000–3000	3000–4000	4000–5000	5000–6000	6000–7000
n_l	8	8	6	4	5	3	6
$\sum_{l=1}^k n_l$	8	16	22	26	31	34	40
P_{Fk}	0,2	0,4	0,55	0,65	0,775	0,85	1
P_{Rk}	0,8	0,6	0,45	0,35	0,225	0,15	0

Величины n_l представляют число зубчатых пар, остаточный ресурс которых ограничен указанным интервалом l . Вероятность отказа P_{Fk} зубчатой передачи за время, не превышающее верхней границы k -го интервала, определяется выражением:

$$P_{Fk} = \frac{\sum_{l=1}^k n_l}{N}.$$

Вероятность безотказной работы за время, не превышающее верхнюю границу указанного интервала, вычисляется по формуле

$$P_{Rk} = 1 - P_{Fk}.$$

Распределение остаточного ресурса при наработке 400 часов представлено на рисунке 3.

Анализ графика на рисунке 3 показывает, что с вероятностью $P=0,9$ остаточный ресурс зубчатой передачи составляет 500 часов. Причём как следует из таблицы 2 наименьший остаточный ресурс пар зубьев (номера зубьев №:2,4,6,26,31,38,39,40), заключающийся в диапазоне 340–734 часов, соответствует значениям коэффициентов перекрытия пар в диапазоне 1,0–1,14.

Кроме того, выполненные расчеты (таблица 2) показывают, что с вероятностью $P=0,93$ возможен выход из строя зубчатой передачи за счет поломки зуба №38 ведомого колеса (остаточный ресурс 340 часов). Расчетный ресурс зубчатой передачи в этом случае составит 740 часов.

Проведенные экспериментальные исследования показали, что в этих парах зубьев, кроме характерного при испытаниях на контактную выносливость появления питтинга в зоне полюсного зацепления, через 800 часов после начала испытаний в их вершинах стали появляться сколы зубьев (рисунок 4). Условия испытаний были таковы, что практически исключались перекосы в зубчатых сопряжениях из-за симметричности установления зубчатых колёс между опорами в коробках передач и испытывались зубчатые колёса с узким зубчатым венцом $b_w=0,01$ м. Этот факт объясняется тем, что максимальная нагрузка в зубьях начинает действовать в начале линии зацепления вследствие того, что в этих парах зубьев реальный коэффициент перекрытия равен или близок к единице.

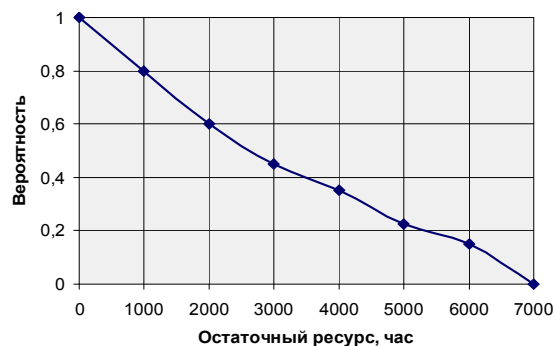


Рисунок 3 – Распределение остаточного ресурса при наработке 400 часов

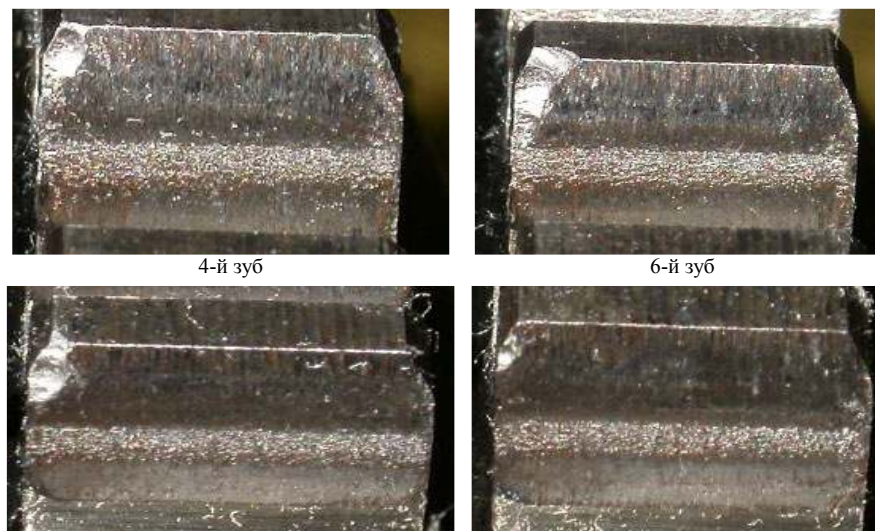


Рисунок 4 – Рабочая поверхность зубьев при достижении ими выбраковочного состояния

Заключение. Разработана расчётно-экспериментальная методика определения остаточного ресурса прямозубых цилиндрических зубчатых колёс при стендовых испытаниях на контактную выносливость с рассмотрением сопряжённых пар зубьев как отдельных объектов испытаний и учитывающая реальный коэффициент перекрытия каждой пары зацепляющихся зубьев, существенно влияющий на остаточный ресурс зубчатой передачи. При этом показано, что:

1. Значения остаточных ресурсов совокупности пар зубьев зубчатой передачи являются величинами случайными. В первом приближении их можно рассматривать как независимые случайные величины.

2. Нахождение распределения остаточного ресурса экспериментальной зубчатой передачи при наработке 400 часов вследствие априори неизвестного закона распределения этой случайной величины производится непараметрическим методом. При этом исследуемая выборочная совокупность, состоящая из $N=40$ пар зубьев, является репрезентативной.

3. В процессе испытаний был использован расчётно-экспериментальный метод определения погрешностей окружных шагов зацепления сопрягаемых пар зубьев, основанный на установленном экспериментальным путём корреляционной зависимости между величинами внутренней динамической нагрузки в зубчатом сопряжении и амплитудами виброимпульсов, измеряемыми вибродатчиком на подшипниковых узлах передачи.

4. Наименьший остаточный ресурс пар зубьев (номера зубьев №:2,4,6,26,31,38,39,40), заключающийся в диапазоне 340–734 часов, соответствует значениям коэффициентов перекрытия пар в диапазоне 1,0–1,14.

5. В указанных парах зубьев, кроме характерного для испытаний на контактную выносливость появления питтинга в зоне полюсного зацепления, че-

рез 800 часов после начала испытаний стали появляться сколы вершин зубьев. Этот факт объясняется тем, что максимальная нагрузка в зубьях начинает действовать в начале линии зацепления вследствие того, что в этих парах зубьев реальный коэффициент перекрытия равен или близок к единице.

Список литературы: 1. Способ вибрационной диагностики нагруженности зубьев зубчатых передач при испытаниях: пат. 4261 Респ. Беларусь, МПКС2 G01 M13/02 / Берестнев О.В., Ишин Н.Н., Басинюк В.Л., Берестнев Я.О., Басинюк Я.В., заявитель Институт надежности машин НАН Беларуси. – а.19980960 заявл. 21.10.1998; опубл. 30.12.01 // Афишыйны бюлетэнь / Дзярж. пат. ведамства Респ. Беларусь. – 2001. – №4. – С.171. 2. Берестнев Я.О. Новые методы экспериментального определения критериев параметров динамических систем приводных механизмов / Я.О. Берестнев, Н.Н. Ишин. – Минск: УП "Технопринт", 2004. – 117с. 3. Комплексный контроль и повышение качества зубчатых приводных механизмов для машиностроения / О.В. Берестнев, В.Е. Антониук, Н.Н. Ишин, А.М. Гоман, А.Н. Панов, А.С. Скороходов и др. – Мн.: БелГИСС, 2009. – 115с. 4. Ишин Н.Н. Вибромониторинг остаточного ресурса зубчатых передач / Н.Н. Ишин, А.М. Гоман, А.С. Скороходов / Вестник Брестского Государственного Технического университета, Серия "Машиностроение". – №4(52). – 2008. – С.52-57. 5. Справка-отчет о научно-исследовательской работе "Разработка экспериментально-аналитического метода оценки остаточного ресурса лимитирующих деталей приводных механизмов машин по параметрам ударных виброимпульсов" по договору №Т11-014 с БРФФИ от 15.04.2011. Этап 02: "Разработка расчётно-экспериментальной методики стеновых испытаний зубчатых колёс на контактную выносливость с рассмотрением сопряжённых пар зубьев как отдельных объектов испытаний с передаточным отношением равным единице и учетом реального коэффициента перекрытия". – Мн.: ОИМ НАН Беларуси, 2011. – 12с. 6. Ишин Н.Н. Влияние динамических процессов в прямозубых зубчатых передачах на коэффициент перекрытия / Н.Н. Ишин, А.М. Гоман, А.С. Скороходов // Вісник Національного технічного університету "ХПІ". Збірник наукових праць. Тематичний випуск "Проблеми механічного приводу". – Харків: НТУ "ХПІ", 2010. – №27. – С.61-75. 7. ГОСТ 21354-87. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность. – М.: Издательство стандартов, 1988. – 125с. 8. ISO 6336-5-2003. Calculation of load capacity of spur and helical gears. – Part 5: Strength and quality of materials. 9. Когаев В.П. Прочность и износостойкость деталей машин / В.П. Когаев, Ю.Н. Дроздов. – М.: Высш. шк., 1991. – 319с. 10. Иванов М.Н. Детали машин / М.Н. Иванов, В.А. Финогенов. – М.: Высш. шк., 2002. – 408с. 11. Керимов Ф.Ю. Теоретические основы сбора и обработки информации о надёжности машин. Учебное пособие / Ф.Ю. Керимов. – Московский автомобильно-дорожный институт (МАДИ), 1979. – 135с.

Поступила в редколлегию 20.04.12

УДК 621.831

П.М. КАЛІНІН, к.т.н., доц., професор каф. ІМ Акад. ВВ МВС України, Харків

ОПТИМАЛЬНО-РАЦИОНАЛЬНОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЗУБЧАТЫХ РЕДУКТОРОВ ТРАНСМИССИИ АВТОМОБИЛЯ

У статті представлена методологія розробки системи оптимально-раціонального проектування зубчатих редукторів, що входять до складу трансмісії автомобіля. Запропоновано пошук оптимально-раціональних рішень здійснювати методом допустимих множин. Наведено ілюстративний приклад застосування запропонованої методології проектування.

В статье представлена методология разработки системы оптимально-рационального проектирования зубчатых редукторов, входящих в трансмиссию автомобиля. Предложено поиск оптимально-рациональных решений осуществлять методом допустимых множеств. Приведен иллюстративный пример применения предложенной методологии проектирования.

In the article the presented methodology of development of the system of the optimally-rational planning of toothed reducing gears that enter in the complement of car transmission. The search of optimally-rational decisions to carry out the method of possible great numbers is offered. An illustrative example of application of the offered methodology of planning is made.

Постановка проблеми. Створення конкурентоспроможних конструкцій машин, зокрема транспортних, підвищення їх надійності, істотне поліпшення їх якості і технічного рівня залишається актуальною проблемою, яка пов'язана із можливістю вирішення складних задач оптимального проектування технічних об'єктів (ТО), зокрема зубчастих редукторів.

Ефективність оптимального проектування зубчастих редукторів пов'язана із проблемою багатокритеріального оцінювання проектних рішень, що суттєво ускладнюється численною множиною зв'язків між параметрами, що характеризують стан подібних технічних систем і різноманітними ознаками їх якості, обмеженою інформативністю одиничних показників якості, а також суб'єктивністю результатів їхнього згортання в інтегральний критерій на основі експертно устанавлюваного вектора пріоритетів.

Розробка питань оцінювання технічної досконалості зубчастих редукторів та формалізації технологій управління якістю їх проектування безумовно слід вважати актуальною задачею.

Аналіз літературних джерел. В даний час можна вважати загальновідомим, що проблема оптимізації є однією із центрових у техніці. Яку б задачу не вирішував інженер, він завжди намагається знайти найкраще рішення – вибрати оптимальний варіант: оптимальний варіант проекту, оптимальний варіант конструкції, оптимальний варіант технології виготовлення тощо. В науково-технічних роботах, що присвячені проблемам оптимального проектування ТО розглядається широке коло задач [1-4], зокрема технічного вдосконалення окремих елементів зубчастих приводів та приводів у цілому [5-10], але загальної методології оптимального проектування технічних об'єктів не створено.

Ускладнення задач технічного проектування полягає у тому, що вони, безумовно, є багатокритеріальними, нелінійними, із суперечливими цільовими функціями, а тому інженеру-конструктору важко вибрати обґрунтоване компромісне рішення. Класичні методи оптимізації і більшість нових пошукових методів оптимізації призначені, як правило, лише для рішення однокритеріальних задач. Для успішного рішення багатокритеріальної задачі проектування проблемним постає і обґрунтоване визначення припустимої множини параметрів оптимізації проектуваного ТО.

Характерними обмеженнями, що стримують широке впровадження методів оптимізації в інженерну практику, є недостатні обсяги статистичних даних, неконтрольованість точності рішень, що базуються на експертній інформації, відсутність єдиного універсального підходу до побудови математичних моделей ТО, які відображають послідовно-ітераційний процес проектування багатокомпонентних виробів системної складності.

Відсутність загальних методів оптимального проектування ТО, зокрема, зубчастих редукторів спонукає пошуку та розробці часткових методів.