

Таблица 3. Уровень шума зубчатых колес 5-ой передачи при  $n_1=1500 \text{ мин}^{-1}$

№ зубчатого колеса	Фактическая точность	Уровень шума, дБ (дБА)					
		Без нагрузки			Под нагрузкой		
		$f_z$	$2 f_z$	$L_{\text{общ}}$	$f_z$	$2 f_z$	$L_{\text{общ}}$
202-1701053-40	6-10-10	80	78	91,4	86	92	108,2
202-1701132-40	10-9-11						

- профиль на головке зуба имеет плавное занижение от теоретической эвольвенты,
- профиль на середине зуба соответствует теоретической эвольвенте,
- профиль на ножке зуба имеет плавное занижение от теоретической эвольвенты,
- на всех трех вышеперечисленных участках устанавливаются различные поля допусков на погрешность профиля.

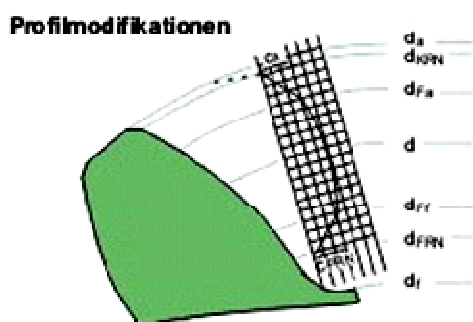


Рис. 5. Модификация профиля зуба

Для получения такого профиля необходимо решить несколько конструкторских и технологических задач. К конструкторской задаче относится определение величины модификации на головке и ножке зуба исходя из величины передаваемых нагрузок, частоты вращения, коэффициента перекрытия передачи, жесткости корпуса и подшипниковых опор, погрешностей монтажа конкретной передачи.

К технологической задаче относится проектирование соответствующего профиля зуба инструмента для предварительного и окончательного получения модифицированного профиля.

### Заключение

- проблема шума зубчатых передач не решается автоматически с введением зубошлифования;
- в отечественных чертежах зубчатых колес отсутствуют требования к модификации профиля зуба с целью улучшения плавности работы и снижения уровня шума передачи;
- обеспечение погрешности профиля зуба в соответствии с требованиями ГОСТ может приводить к получению нежелательной формы зуба и как следствие – к повышенному шуму;
- решение проблемы снижения шума цилиндрических зубчатых передач возможно за счет применения специальных модифицированных профилей зубьев, что уже широко используется в производстве современных зарубежных зубчатых передач.

### СПИСОК ЦИТИРОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Антонюк В.Е. Тенденции современного производства зубчатых колес // Инженерный журнал. Справочник. Приложение №12. – 2004. – С. 2-15.
2. Gleason Pfafter. Высокоэффективное производство цилиндрических зубчатых колес. Симпозиум VDW в Москве 10-11 ноября 2004.
3. Liebherr Verzahntechnik GmbH. Мер А. Шлифование на станках модели LCS 200 и 300 фирмы «Либхерр». Симпозиум VDW в Москве 10-11 ноября 2004.
4. Türic A. Abrichten zylindrischer Schleifschnecken mit diamantbelegten Abrichträdern // IDR Archiv.Ausgabe - 2004. - №2.
5. Werkzeugmaschinen und Fertigungssysteme aus Deutschland // VDW 23. Ausgabe / 2003.
6. Проспект фирмы Samputensili „Verzahnungstechnologie“, „Dienstleistungen zur Verzahnungstechnologie“, „Profilschleifmaschinen S375G, S375GX, S500GI“, 2005.

Материал поступил в редакцию 28.06.08

ANTONUIK V.E., ISHIN N.N., SKOCHORODOV A.S., NOVIK I.I. GEAR WHEELS OF AUTOMOBILES AND TRACTORS, PROBLEM OF THEIR NOISE, TEETH OF GRINDING AND UPDATING

Clause shines a number of problems connected to questions of designing and manufacturing of gear wheels to application of operation teeth of grinding and updating of structures of a tooth for decrease of noise.

For an estimation of influence of introduction the usual teeth of grinding on decrease of noise of gear transfers was carried out researches of noise of gear pairs made with application teeth of grinding on Minsk a factory of wheel tractors. The results of researches of accuracy and noise of the specified gear transfers are resulted, the estimation of quality of their manufacturing is given and analyze problems of existing technical process at the Minsk factory of wheel tractors. On the basis of the analysis of parameters of accuracy of a structure of a tooth the introduction of his updating is offered.

УДК 620.169.2.

Ишин Н.Н., Гоман А.М., Скороходов А.С.

## ВИБРОМОНИТОРИНГ ОСТАТОЧНОГО РЕСУРСА ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

**Введение.** Одним из путей сокращения непроизводительных расходов при эксплуатации изделий машино- и станкостроения является переход от планово-предупредительной системы обслуживания оборудования и машин к обслуживанию по их фактическому состоянию. По данным публикации [1], при использовании системы планово-предупредительных ремонтов до 25% двигателей внутреннего сгорания направляются в ремонт с недоиспользованным ресурсом, а 10-15% в предаварийном, непригодном для ремонта состоянии. Исключение необоснованных сборочно-разборочных работ позволяет сохранить 6-10% ресурса машины (за счет исключения нового цикла приработки после разборки), помимо этого сокращают-

ся трудозатраты на проведение таких работ. Приведенные примеры говорят о том, что техническое обслуживание машин и механизмов необходимо вести по их фактическому состоянию. Поэтому разработка эффективных аналитических и методико-инструментальных средств оценки технического состояния и прогнозирования остаточного ресурса машин и механизмов является важной и актуальной задачей машиностроителей и ученых в области технических наук.

Решению указанных проблем посвящены исследования крупнейших научных центров и ведущих зарубежных фирм. К ним относятся: Институт машиноведения Российской Академии наук, Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана,

Гоман Аркадий Михайлович, к.т.н., доцент, ведущий научный сотрудник ГНУ «Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси», Беларусь, 220072, г. Минск, ул. Академическая, 12.

Балтийский государственный технический университет (С.-Петербург), Институт технической механики НАН Украины (Днепропетровск), фирмы «ВАСТ», «Диамех» (Россия), Rockwell Standard (США), SKF(Швеция) и др.

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 [2, 3]. Однако широкое практическое применение результатов подобных исследований требует дополнительного развития ряда научных и практических приложений, в частности таких, как прогнозирование остаточного ресурса зубчатых колес по данным периодического мониторинга динамики зацепления при ресурсных испытаниях.

В настоящей статье приведена методология оценки ресурсов работоспособности зубчатых передач по изменению динамических характеристик при ресурсных испытаниях на контактную выносливость, с рассмотрением каждой пары зацепляющихся зубьев, как отдельных объектов испытаний, а также результаты экспериментальных исследований.

**Постановка задачи исследования.** В работах [4-6] приведены зависимости для расчетного определения ресурса зубчатой передачи, учитывающие фактические значения факторов нагруженности, геометрии, кинематики, которые изменяются по времени функционирования зубчатой передачи. Все эти факторы в большей или меньшей степени связаны с изменением динамической составляющей нагрузки в зацеплении (поскольку достигшее определённой степени контактное выкрашивание изменяет шаг зацепления и, соответственно, плавность работы отдельных пар зубьев, а появление усталостных трещин у ножек зубьев под воздействием циклических изгибных напряжений приводит к изменениям жесткостных параметров зацепления) [7, 8].

Таким образом, представляется возможным, установив корреляционную связь между степенью контактного выкрашивания и изменением величины динамической составляющей нагрузки в зацеплении от наработки, оцениваемой путем контроля величины виброимпульсов, генерируемых зубьями в процессе пересопряжения, создать методику оценки ресурса зубчатых передач по изменению их вибрационных характеристик.

**Методы исследования.** Мера несущей способности зубчатого колеса по контактной выносливости  $R_H$  определяется выражением [4-6]

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

где  $N_{H0}$  - число циклов напряжений, соответствующее перегибу кривой усталости, при расчете на контактную выносливость,

$\sigma_{Hlim}$  - предел контактной выносливости,

$q$  - показатель степени кривой усталости.

При действующих напряжениях, превышающих предел контактной выносливости  $\sigma_{Hi} \geq \sigma_{Hlim}$ , из уравнения наклонной ветви кривой усталости Велера следует соотношение

$$R_H = \sigma_{Hlim}^q N_{H0} = \sigma_{Hi}^q N_{Hi}, \quad (2)$$

где  $N_{Hi}$  - число циклов до разрушения при напряжении  $\sigma_{Hi}$ .

Строго говоря, все величины, входящие в выражение (1), являются случайными. При выполнении расчетов их значения следует принимать на основании экспериментальных данных, нашедших

отражение в указанных выше стандартах или других нормативных документах.

Ресурс по контактной выносливости, расходуемый зубчатой передачей за определенный  $i$ -ый период нагружения, при принятии линейной гипотезы суммирования повреждений может быть представлен в виде:

$$R_{Hi} = n_i \int_{\sigma_{Himin}}^{\sigma_{Himax}} f(\sigma_{Hi}) \sigma_{Hi}^q d\sigma_{Hi}, \quad (3)$$

где  $n_i$  - число циклов нагружения зубьев в рассматриваемый период.

Остаточный ресурс передачи определяется выражением:

$$R_{H0} = R_H - \sum_{i=1}^k R_{Hi}, \quad (4)$$

где  $k$  - число периодов нагружения зубчатой передачи.

Анализ расчетных зависимостей определения контактных напряжений на зубьях зубчатых колес [4, 9, 10] свидетельствует о существенном влиянии на них внутренних динамических нагрузок. Указанные динамические нагрузки могут быть определены экспериментально путем непосредственного тензометрирования или же косвенно путем замера виброускорений на корпусе подшипника передачи [7].

При испытаниях зубчатых колес с одинаковым числом зубьев каждая пара зубьев может рассматриваться как индивидуальный объект испытаний [8]. Более того, определение суммарной погрешности шага зацепления для каждой  $j$ -ой пары зубьев позволяет выявить ее влияние на динамическую нагрузку и контактные напряжения, возникающие на зубьях этой пары. Полученные величины напряжений позволяют определить величину ресурса ее работоспособности, затраченного за определенный  $i$ -ый период испытаний по выражению:

$$R_{Hji} = n_i \int_{\sigma_{Hjimin}}^{\sigma_{Hjimax}} f(\sigma_{Hji}) \sigma_{Hji}^q d\sigma_{Hji} \quad (5)$$

и определить ее остаточный ресурс по выражению:

$$R_{H0j} = R_H - \sum_{i=1}^k R_{Hji}. \quad (6)$$

В случае испытаний при постоянной нагрузке выражение (5) принимает вид:

$$R_{Hji} = n_i \sigma_{Hji}^q. \quad (7)$$

Использование результатов расчета на остаточный ресурс каждой пары зубьев в виде независимого результата позволяет осуществить прогнозирование остаточного ресурса передачи.

Для определения взаимосвязи между величинами динамической составляющей нагрузки в зацеплении и амплитудой виброимпульса использовался метод, базирующийся на способе вибрационной диагностики нагруженности зубьев зубчатых передач при испытаниях [7]. Сущность метода заключается в одновременном (в реальном масштабе времени) фиксировании полного окружного усилия, действующего в зацеплении, с выделением динамической составляющей и импульса виброускорения на подшипниковом узле исследуемой передачи, порождаемого входом данного зуба в зацепление (рис. 1), установлении корреляционной зависимости между величиной динамической составляющей нагрузки на тензометрируемом зубе и амплитудой виброимпульса на данном режиме испытания. Затем, используя полученную зависимость, по амплитудам импульсов виброускорений, генерируемых каждым зубом при входе в зацепление, определяются величины динамических составляющих нагрузки, действующих в каждом зубчатом сопряжении испытываемой пары зубчатых колес.

Физико-механические процессы, происходящие в каждой паре зубьев при их постоянном сопряжении, будут протекать во времени по-разному. Поэтому в результате испытаний двух зубчатых колес с

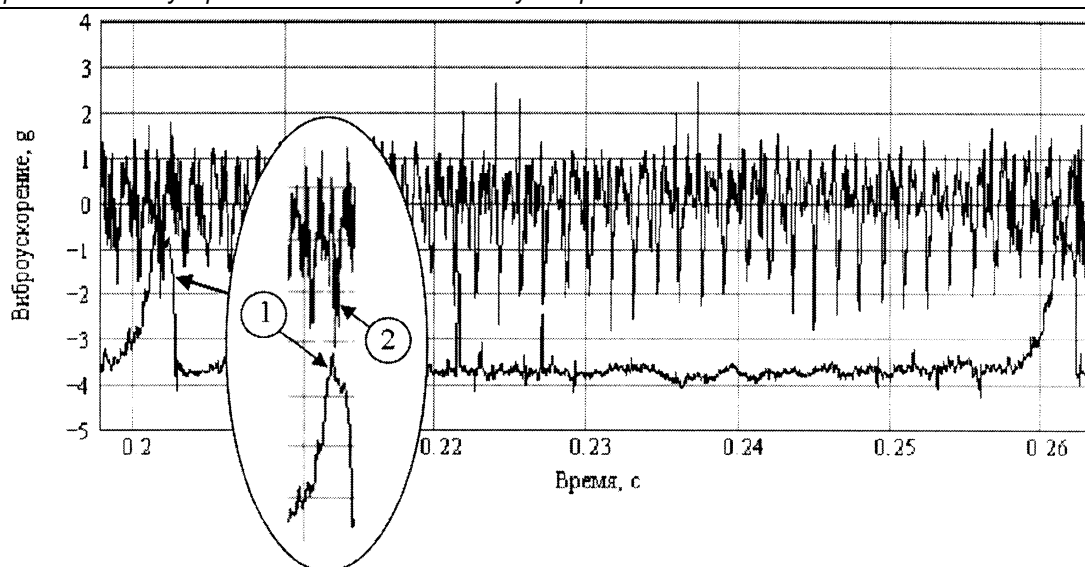
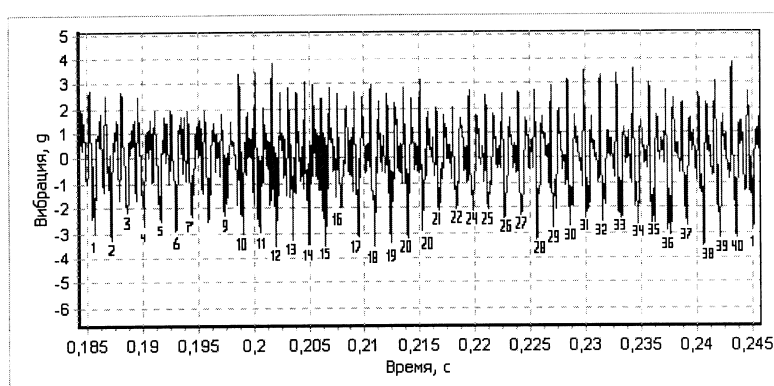


Рис. 1. Осциллограммы нагруженности зуба (1) и вибрации (2), зафиксированные в реальном масштабе времени

а)



а - первый оборот ведомого зубчатого колеса; б - второй оборот ведомого зубчатого колеса

б)

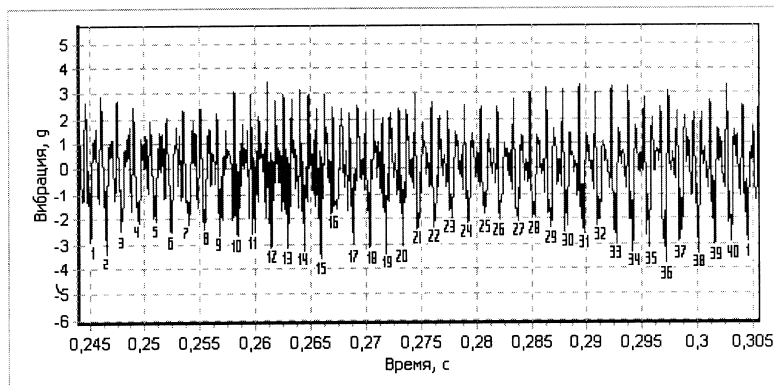


Рис. 2. Осциллограммы вибраций, полученные при нагружающем моменте 120Н·м и скорости вращения 1000мин<sup>-1</sup> за один оборот колеса

передаточным отношением, равным единице, рассматривая при этом каждую пару зубьев как отдельный объект испытаний, можно получить обширную информацию о процессах износа, накопления усталостных повреждений, изменения нагруженности зубьев, виброактивности передачи.

Экспериментальные исследования по установлению взаимосвязи величины динамической нагруженности с амплитудой виброимпульсов проводились на стенде для испытания отдельных пар зубчатых колес с разомкнутым силовым контуром, который наиболее удобен с точки зрения получения максимума информации при проведении виброакустических и динамических испытаний.

Погрешности шагов зубьев экспериментальных колес определялись путем поэлементного контроля на эвольвентомерной и шагомерной машине PFSU 1200 фирмы «KLINGELNBERG» и с помощью микрометрического накладного шагомера БВ-5070.

Тензомосты были наклеены на трех зубьях ведомого колеса. Питание тензодатчиков и съем измерительной информации с тензомостов велся с помощью 12-ти канального щеточного токосъемника SK12 фирмы «Hottinger» (HBM). Импульсы вибраций на подшипниковом узле исследуемой передачи, порождаемые входом зубьев в зацепление, принимались с помощью пьезоэлектрического акселерометра 4369 фирмы «Брюль и Кьер», установленного на подшипниковом узле испытательной коробки. Измерительная информация, поступающая с датчиков, фиксировалась в реальном масштабе времени многоканальной системой «Ватсон» и передавалась в персональный компьютер.

Зубчатые колеса испытывались на скорости вращения 1000 мин<sup>-1</sup> при нагружающем моменте 120Н·м. Тарировка тензомостов проводилась в квазистатическом режиме, при скорости вращения ведущего вала 150 мин<sup>-1</sup>.

Таблица 1. Экспериментальные значения нагруженности каждого зуба колеса, полученные по результатам обмера осциллограмм приведенных на рис. 2

№ пары зубьев	Суммарная погрешность, мкм	Амплитуда импульса виброускорений, g	Нагружающий момент на колесе, Н·м	Динамическая составляющая нагрузки на зубе, Н	Полная нагрузка на зубе, Н
1	16,0	2,9	180,0	1000	3000
2	16,0	3,2	200,5	1420	3420
3	15,0	2,0	130,0	160	2160
4	9,0	2,5	160,0	660	2660
5	9,0	2,4	155,0	580	2580
6	10,0	2,9	180,0	1000	3000
7	9,0	2,2	145,0	420	2420
8	13,0	2,5	160,0	660	2660
9	10,0	2,0	130,0	660	2660
10	11,0	3,0	195,0	1250	3250
11	12,0	3,0	195,0	1250	3250
12	9,0	3,7	240,0	2000	4000
13	10,0	3,2	205,0	1420	3420
14	6,0	3,2	205,0	1420	3420
15	12,0	3,6	230,0	1830	3830
16	15,0	2,0	130,0	160	2160
17	11,0	3,0	195,0	1250	3250
18	12,0	3,5	225,0	1750	3750
19	14,0	3,3	210,0	1500	3500
20	17,0	3,0	195,0	1250	3250
21	18,0	3,0	195,0	1250	3250
22	17,0	2,0	130,0	160	2160
23	5,0	2,0	130,0	160	2160
24	15,0	2,0	130,0	160	2160
25	32,0	2,0	130,0	160	2160
26	16,0	2,3	150,0	500	2500
27	15,0	2,1	133,0	250	2250
28	19,0	3,2	205,0	1420	3420
29	15,0	2,9	180,0	1000	3000
30	17,0	2,7	175,0	920	2920
31	17,0	2,4	155,0	580	2580
32	19,0	2,5	160,0	660	2660
33	12,0	2,3	150,0	500	2500
34	16,0	2,7	175,0	920	2920
35	13,0	2,8	180,0	1000	3000
36	10,0	2,8	180,0	1000	3000
37 Тензомост	17,0	2,6	165,0	750	2750
38 Тензомост	13,0	3,5	225,0	1750	3750
39 Тензомост	18,0	3,2	205,0	1420	3420
40	13,0	3,1	200,0	1330	3330

На рисунке 2а, б, в качестве примера, приведены осциллограммы вибраций, полученные в реальном масштабе времени в течение одного оборота тензометрируемого колеса. Цифрами 1...40 помечены импульсы виброускорения на подшипниковом узле исследуемой передачи, порождаемые входом конкретного зуба в зацепление. Сорок импульсов на осциллограмме соответствуют сорока зубьям колеса, входящим в зацепление за один оборот. Зуб № 39, с наклепным тензомостом, на осциллограмме обозначен как 1.

При стабильной скорости вращения на выбранном нагрузочном режиме, амплитуда импульсов за оборот, как это видно из рисунка 2, меняется незначительно.

Проведя тарировку тензометрируемого зуба для принятого скоростного режима испытаний, устанавливаем регрессионную зависимость между нагруженностью тензометрируемого зуба и амплитудой виброимпульса.

Тарировочный коэффициент связи между максимальной нагрузкой на зубе и соответствующей амплитудой виброимпульса зависит от частоты вращения колес и равен 7,3 при  $n=1000 \text{ мин}^{-1}$ . На осно-

вании найденной зависимости, по амплитудам вибраций, генерируемых при зацеплении нетензометрируемых зубьев, оценивалась действительная нагруженность зубьев экспериментальных колес и рассчитывался ориентировочный ресурс работоспособности каждого зуба испытываемой передачи.

В таблице 1 приведены данные о нагруженности каждого зуба ведомого колеса, полученные по результатам обмера осциллограмм, показанных на рисунке 2.

Известно, что для дискретных случайных величин  $X$  и  $Y$  коэффициент парной корреляции определяется выражением

$$K(X, Y) = \frac{\text{cov}(X, Y)}{\sigma_X \sigma_Y}, \quad (8)$$

где ковариация вычисляется по формуле:

$$\text{cov}(X, Y) = \sum_{i=1}^{\infty} \sum_{j=1}^{\infty} (X_i - \bar{X})(Y_j - \bar{Y}) p_{ij}, \quad (9)$$

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

№ пары зубьев	Коэффициент динамической нагрузки $K_{dj}$	Контактное напряжение $\sigma_{Hj}$ , МПа	Мера затраченного ресурса, $R_{Hji} \cdot 10^{-25}$	Мера остаточного ресурса, $R_{H0j} \cdot 10^{-25}$	Ресурс остаточный $T_j$ , час
1	1,50	1110	6,99	16,41	749
2	1,71	1243	13,80	9,60	260
3	1,08	842	1,33	22,07	6131
4	1,33	1003	3,80	19,60	1922
5	1,29	977	3,25	20,15	2316
6	1,50	1110	6,99	16,41	749
7	1,21	924	2,32	21,08	3400
8	1,33	1003	3,80	19,60	1922
9	1,08	842	1,39	22,07	6131
10	1,63	1191	10,70	22,70	446
11	1,63	1191	10,70	22,70	446
12	2,00	1426	31,40	8,00	95
13	1,71	1243	13,80	9,60	260
14	1,71	1243	13,80	9,60	260
15	1,92	1375	25,20	1,80	27
16	1,08	842	1,33	22,07	6131
17	1,63	1003	10,70	12,70	446
18	1,88	1349	22,50	0,90	15
19	1,75	1269	15,60	7,80	1866
20	1,63	1191	10,70	12,70	446
21	1,63	1191	10,70	12,70	446
22	1,08	843	1,33	22,07	6131
23	1,08	843	1,33	22,07	6131
24	1,08	843	1,33	22,07	6131
25	1,08	843	1,33	22,07	6131
26	1,25	950	2,75	20,65	2791
27	1,11	859	1,50	21,90	5475
28	1,71	1243	13,80	9,60	260
29	1,50	1110	6,99	16,41	749
30	1,46	1084	6,06	17,34	1070
31	1,29	977	3,25	20,15	2316
32	1,33	1003	3,80	19,60	1922
33	1,25	950	2,75	20,65	2791
34	1,46	1084	6,06	17,34	1070
35	1,50	1110	6,99	16,41	749
36	1,50	1110	6,99	16,41	749
37	1,38	1032	4,51	18,89	1561
38	1,88	1349	22,50	0,90	15
39	1,71	1243	13,80	9,60	260
40	1,67	1217	12,10	11,30	348

где  $\sigma_X, \sigma_Y$  - средние квадратические отклонения;

$\bar{X}, \bar{Y}$  - средние значения случайных величин;

$p_{ij}$  - вероятность  $P(X = X_i \text{ и } Y = Y_j)$ .

В первом приближении можно ограничиться конечным числом значений случайных величин, в нашем случае число зацепляющихся пар зубьев составляет 40.

Коэффициент корреляции между амплитудами виброимпульсов (столбец 3 таблицы 1) и динамической нагрузкой в зацеплении (столбец 5 таблицы 1), рассчитанный по программе Excel составляет 0,986, что свидетельствует о практически линейной зависимости между указанными величинами. Таким образом, использование амплитуд виброимпульсов для определения динамических нагрузок в зацеплении каждой пары сопрягаемых зубьев представляется вполне обоснованным.

**Результаты 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  $m=0,003\text{м}$ ,
- Ширина венца зубчатого колеса  $b=0,01\text{м}$ ,
- Исходный контур – ГОСТ 13755-81,
- Материал – Сталь 40Х,
- Термообработка - закалка ТВЧ с HRC=48.. 50,
- Статический крутящий момент в контуре  $M=120\text{ Н}\cdot\text{м}$ ,
- Частота вращения  $n=1000\text{ мин}^{-1}$ ,
- Расчетная величина статического окружного усилия

$$F = \frac{2000M}{mz} = 2000 \text{ Н.}$$

Таблица 3. Вариационный ряд распределения остаточного ресурса

$T_j$	0-500	500-1000	1000-1500	1500-2000	2000-2500	2500-3000	3000-3500	3500-4000	4000-4500	4500-5000	5000-5500	5500-6000	6000-6500
$s_{kj}$	15	5	2	5	2	2	1	0	0	0	1	0	7
$\sum_{j=1}^z s_{kj}$	15	20	22	27	29	31	32	32	32	32	33	33	40

Коэффициенты динамической нагрузки в каждой паре зацепляющихся зубьев определяются выражением:

$$K_{dj} = \frac{F + F_{dj}}{F}, \quad (10)$$

где  $F_{dj}$  - динамическая составляющая нагрузки в зацеплении  $j$ -ой пары зубьев. Величины коэффициентов динамической нагрузки приведены в таблице 2.

Расчет контактных напряжений  $\sigma_{Hj}$  в зацеплении каждой пары зубьев осуществлен по программе "GEAR", разработанной в Объединенном институте машиностроения на базе [4]. Величины расчетных контактных напряжений также приведены в таблице 2.

Ресурс передачи по контактной выносливости определяется выражением (1). Входящий в зависимость (1) предел контактной выносливости находится по формуле [5]:

$$\sigma_{Hlim} = Ax + B, \quad (11)$$

где  $X$  - твердость по Виккерсу  $HV$ ,

$A, B$  - константы.

Для стали 40X с закалкой зубьев ТВЧ до твердости HRC - 49, ( $X = 500$ ) по [5] имеем:  $A = 0,541$ ,  $B = 882$ .

Подставляя полученные значения в (11), получаем

$$\sigma_{Hlim} = 1152 \text{ МПа.}$$

Базовое число циклов напряжений по контактной выносливости  $N_{H0} = 10^8$ .

Показатель наклона кривой контактной выносливости  $q = 6$ .

Подставляя приведенные значения в (1), получим меру несущей способности по контактной выносливости зубьев:

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

Величины затраченного ресурса для каждой пары зубьев, определенные по (7) для времени испытаний, равного 400 часам, приведены в таблице 2.

Значения остаточного ресурса каждой пары зубьев, найденные по (6), приведены в таблице 2.

Остаточный ресурс  $T_j$  в часах определяется выражением:

$$T_j = \frac{R_{H0j}}{\sigma_{Hj}^6 \cdot 60n}. \quad (12)$$

Вариационный ряд распределения остаточного ресурса представлен в таблице 3.

Величины  $s_{kj}$  представляют число зубчатых пар, остаточный ресурс которых ограничен указанным интервалом. Вероятность отказа  $P_{Fj}$  зубчатой передачи за время, не превышающее верхней границы указанного интервала, определяется выражением:

$$P_{Fj} = \frac{\sum_{j=1}^z s_{kj}}{z}. \quad (13)$$

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

$$P_{Rj} = 1 - P_{Fj}. \quad (14)$$

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



Рис. 3. Распределение остаточного ресурса при наработке 400 часов

**Заключение.** Предложенная расчетно-экспериментальная методика оценки остаточного ресурса зубчатых колес на контактную выносливость позволяет при проведении ресурсных испытаний зубчатых передач прогнозировать их остаточный ресурс по результатам периодического вибромониторинга, с рассмотрением каждой пары зацепляющихся зубьев как отдельного объекта испытаний.

**СПИСОК ЦИТИРОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ**

1. Р.А. Макаров, А.В. Соколов. Диагностика строительных машин. - М: Стройиздат, 2004. - 333с.
2. А.В. Барков, Н.А. Баркова, А.Ю. Азовцев. Мониторинг и диагностика роторных машин по вибрации. - С.-Петербург, 2000. -158с.
3. Paul D. Samuel, Joseph K. Conroy and Darryll J. Pines. Planetary Transmission Diagnostics. Structures and Acoustics Division, NASA Glenn Research Center, NASA/CR—2004-213068 82, 2004, 83p. <http://gltrs.grc.nasa.gov>
4. ГОСТ 21354-87. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность. - Издательство стандартов, 1988. - 125 с.
5. ISO 6336-5-2003. Calculation of load capacity of spur and helical gears - Part 5: Strength and quality of materials.
6. РД 50-639-87 Методические указания. Надежность в технике. Расчет показателей надежности. - М.: Издательство стандартов, 1987. - 51с.
7. Пат. 4261 С2 ВУ, МПК G 01 M 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.
8. Ишин Н.Н., Роман А.М., Скороходов А.С. и др. Построение кривых контактной выносливости при испытаниях ограниченного числа зубчатых колес. Журнал «Вестник БрГТУ». - №4 (46), 2007. - С.46-52.

9. Петрусевич А.И., Генкин М.Д., Гринкевич В.К. Динамические нагрузки в зубчатых передачах с прямыми зубьями колесами.— М.: Изд-во АН СССР, 1956. — 134 с.
10. Берестнев О.В., Гоман А.М., Ишин Н.Н. Аналитические методы механики в динамике приводов. - Мн.: Навука і тэхніка, 1992. - 238с. - ISBN 5-343-00932-8.

Материал поступил в редакцию 28.06.08

ISHIN N.N., GOMAN A.M., SKOCHORODOV A.S. VIBROMONITORING OF A RESIDUAL RESOURCE OF GEAR TRANSFERS

In clause the settlement experimental technique of an estimation of a residual resource of gear wheels is considered at realization of resource tests of gear transfers by results of periodic vibromonitoring with consideration of each pair hooked teeth as separate object of tests.

УДК .621.833.24

**Антонюк В.Е., Лукашевич Л.Ю.**

## ОСОБЕННОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ДВУХПАРНОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ ДЛЯ СНИЖЕНИЯ ШУМА ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

**Введение.** Коэффициент перекрытия  $\epsilon_a$  определяет качественные показатели зубчатой передачи, и для улучшения качества работы передачи в ряде случаев используют двухпарное зацепление. По имеющимся рекомендациям гарантированное двухпарное зацепление обеспечивается при коэффициенте перекрытия  $\epsilon_a$  не менее 2,05 с учетом того, что деформация зубьев под нагрузкой превышает наибольшую разность основных шагов и должна положительно влиять на увеличение коэффициента перекрытия [1].

Увеличение коэффициента должно сказаться на уменьшении контактных напряжений и для этого желательно увеличивать угол зацепления в передаче более  $20^\circ$ . Относительно возможности снижения изгибных напряжений при использовании двухпарного зацепления отсутствуют конкретные рекомендации. Предполагается, что применение двухпарного зацепления должно способствовать снижению динамических нагрузок.

Двухпарное зацепление эффективно применяется в зубчатых передачах механизмов газораспределения современных двигателей, где требуется обеспечить высокую кинематическую точность передачи, однако прочность не играет решающей роли.

В последнее время появились идеи использовать двухпарное зацепление в силовых зубчатых передачах для снижения их шума. С этой целью были спроектированы и изготовлены опытные зубчатые передачи с двухпарным зацеплением для коробок передач тракторов. При сохранении межосевых расстояний коробок передач переход на двухпарное зацепление потребовал изменения параметров исходного контура и уменьшения модуля.

**Постановка задачи и программа экспериментальных исследований.** Настоящее исследование ставило своей целью уточнить результаты влияния двухпарного зацепления на шумовые характеристики передачи. Применение двухпарного зацепления с измененным модулем должно было сказаться на изменении нагрузочной способности передачи, однако эти испытания не входили в настоящее исследование.

Для исследования была выбрана серийная передача с модулем 4,5 мм и числами зубьев  $Z_1 = 20$  и  $Z_2 = 34$ . В качестве экспериментальной зубчатой передачи была спроектирована и изготовлена зубчатая передача с модулем 3,5816 мм и числами зубьев  $Z_1 = 25$  и  $Z_2 = 43$ . В качестве объекта исследования были выбраны 2 серийные передачи до и после термической обработки, а также 2 экспериментальные передачи до и после термической обработки. Серийные и экспериментальные передачи изготавливались по одной и той же технологии «зубофрезерование-зубошлифование-термообработка». Основные параметры серийных и экспериментальных зубчатых колес приведены в таблице 1. Как видно из таблицы 1, серийные и экспериментальные зубчатые колеса были изготовлены примерно по одной и той же точности в пределах 7-8 степени точности ГОСТ 1643-81.

Программа исследования включала измерение спектра шума на номинальном монтажном расстоянии ведущей и ведомой шестерни. Измерения проводились на контрольно-обкатном станке модели ZP320B фирмы HURTH при частоте вращения ведущей шестерни

1500 мин<sup>-1</sup> и 1000 мин<sup>-1</sup>, при тормозном моменте на ведомой шестерне, равном примерно 8 Н·м. Направление вращения ведущей шестерни менялось на положение «вперед» и «назад». Для измерения и записи спектра шума использовался комплект шумоизмерительной аппаратуры «Брюль и Къер», включающий конденсаторный микрофон 4132 с линейной характеристикой, катодный повторитель, спектрометр 2112 с трехполосными фильтрами и самописец 2305 (рис. 1). Все измерения проводились в шумоизолированном помещении с звуковым фоном в пределах 60 dBA.



Рис. 1. Общий вид контрольно-обкатного станка с аппаратурой для измерения шума

На рисунке 2 приведен спектр шума серийной зубчатой передачи при частоте вращения ведущей шестерни 1000 мин<sup>-1</sup>, при торможении и направлении вращения «вперед», расстояние до микрофона от полюса зацепления 170 мм.

На рисунках 3 и 4 приведены спектры шума экспериментальных зубчатых передач при частоте вращения ведущей шестерни 1000 мин<sup>-1</sup>, при торможении, при направлении вращения «вперед», расстояние до микрофона от полюса зацепления составляло 170 мм.

**Результаты исследования.** В таблице 2 приведены результаты обработки спектров шума серийных и экспериментальных зубчатых передач.

В результате проведенных исследований можно сделать выводы:

1. Спектр шума серийных зубчатых пар на всех режимах испытания имеет четко выраженную характерную 1-ую зубцовую гармонику, реже выраженную 2-ую зубцовую гармонику, что достаточно хорошо согласуется с измеренной точностью профиля зуба серийных пар.
2. Спектр шума серийных зубчатых пар имеет присутствующую на всех режимах испытаний характерную резонансную частоту,