

такт пары трения. Более интенсивному износу в гидроабразивной среде подвержены вращающиеся кольца пар трения.

СПИСОК ЦИТИРОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Голуб, М. В. Износостойкие композиционные материалы на основе карбида вольфрама, меди и никеля / Долговечность трущихся деталей машин. – М.: Машиностроение. – Вып. 1. – 1975.

2. Джонс, В. Основы порошковой металлургии. Прессование и спекание. – М.: Мир, 1965. – 425 с.

03.12.2019

GOLUB V. M. Methods of increasing wear resistance and durability of friction units of machines

Investigated composite materials based on tungsten carbide powder and copper-containing matrix binder. A stand has been developed for testing the contact rings of mechanical seals for friction and wear. The dependence of the wear rate of contact rings on the concentration of abrasive in a waterjet mixture is obtained.

621.833

.

Введение. Поддержание функциональных свойств и безотказной работы машин в течение всего периода эксплуатации достигается за счет ремонтов и технического обслуживания. Важной задачей современного производства является переход от системы планово-предупредительных ремонтов (ППР) к обслуживанию машин по фактическому состоянию (ОФС), которое позволяет снизить объем ремонтных работ, увеличить межремонтный ресурс и повысить надежность машин, а, значит, и снизить эксплуатационные расходы.

Одним из основных условий применения ОФС для технических систем является использование методов диагностики для оценки их текущего состояния. Для установления достоверных критериев, по изменению которых оценивается состояние механизма, необходимы данные о влиянии различных дефектов и неисправностей элементов редукторных узлов на параметры их вибраций.

Постановка задачи. Одним из основных механизмов, в большой степени определяющих динамические и эксплуатационные характеристики машины в целом, являются механические приводы на основе зубчатых передач. Для контроля состояния зубчатых приводов и оценки их ресурса хорошо зарекомендовал себя метод вибрационной диагностики [1], который позволяет находить зарождающиеся дефекты, не требует сборки-разборки изделия, обеспечивает малое время диагностирования и возможность прогнозирования остаточного ресурса, характеризуется относительной простотой автоматизации съема, обработки и передачи измерительной информации.

В процессе эксплуатации машин происходит неизбежный износ трущихся поверхностей элементов зубчатых передач и подшипников. Увеличивающиеся при этом зазоры приводят к возрастанию ударных нагрузок, увеличению как общего уровня вибрации, в зависимости от вида повреждения элементов, лимитирующих надежность приводных зубчатых механизмов, так и спектральных составляющих вибраций в соответствующем частотном диапазоне [1, 2, 3].

Эффективная вибродиагностика возможна только при наличии достоверных критериев в виде предельно допустимых уровней параметров вибраций, по которым производится оценка состояния механизма. Вместе с тем, сформулировать эти критерии в общем виде достаточно сложно даже для механизмов одного типоразмера. Одним из объективных параметров нормирования вибрации зубчатых механизмов могут служить величины виброускорения и виброскорости [4].

Также необходимо отметить, что одной из основных тенденций

развития методов диагностики и мониторинга технического состояния зубчатых передач на сегодняшний день является переход от периодической диагностики к непрерывному мониторингу технического состояния привода в эксплуатации с прогнозированием остаточного ресурса его критичных элементов. Существующие на современном этапе методики прогнозирования остаточного ресурса зубчатых передач, описанные в стандартах [5, 6] и других нормативных документах, базируются на расчетных зависимостях, не учитывающих изменений условий работы элементов привода в процессе эксплуатации [7, 8]. Кроме того, действующие нормы расчета сроков службы оборудования предусматривают обеспечение прочности и износостойкости изделий при наиболее неблагоприятных режимах нагружения в заданных условиях эксплуатации, а также при минимальных уровнях механических характеристик конструкционных материалов, обеспечиваемых по нормативной документации. Фактические режимы нагружения при соблюдении правил эксплуатации, как правило, отличаются от расчетных, что обеспечивает резерв по остаточному ресурсу оборудования. В результате при применении указанных методик прогнозный ресурс может оказаться существенно заниженным или завышенным. Поэтому важной задачей является исследование изменений параметров вибрации технически исправных элементов привода ввиду нарушения работоспособности других важных элементов и их влияния на остаточный ресурс.

Таким образом, задачей данного исследования является оценка влияния неисправностей зубчатых механизмов в виде отсутствия части рабочей поверхности зуба на параметры вибрации как поврежденной зубчатой пары, так и технически исправных зубчатых колес редуктора при изменяющихся эксплуатационных условиях работы.

Объект и предмет экспериментальных исследований. Для изучения влияния отсутствия части зуба на изменение параметров вибрации были проведены натурные испытания на трехступенчатом редукторе с прямозубыми цилиндрическими зубчатыми колесами с моделированием на зубчатом колесе $Z_2=44$ (рисунки 1, 2) локального повреждения зуба различной степени развитости (повреждение 25%, 50% и 75% поверхности зуба и отсутствие зуба) при частоте вращения электродвигателя $n=1430$ мин⁻¹ и изменяющихся эксплуатационных условиях работы (без нагрузки, с нагружающим моментом $T=9$ Н·м, $T=18$ Н·м и $T=27$ Н·м, при разном уровне смазки – нормальном, установленном инструкцией по эксплуатации редуктора, на

Дакало Юрий Александрович, магистр технических наук, аспирант, старший преподаватель кафедры машиноведения Брестского государственного технического университета.

Беларусь, БрГТУ, 224017, г. Брест, ул. Московская, 267.

Ишин Николай Николаевич, д. т. н., доцент, начальник НТЦ «Карьерная техника» ОИМ НАН Беларуси.

Гоман Аркадий Михайлович, к. т. н., доцент, начальник отдела динамического анализа НТЦ «Карьерная техника» ОИМ НАН Беларуси.

Скороходов Андрей Станиславович, к. т. н., ведущий научный сотрудник НТЦ «Карьерная техника» ОИМ НАН Беларуси.

Беларусь, Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси 220072, г. Минск, ул. Академическая, 12.

50% ниже нормального уровня масла, без масла).

Предметом анализа и обработки являлись спектральные характеристики вибрационного сигнала, имеющие высокую чувствительность к изменению состояния зубчатых колес.

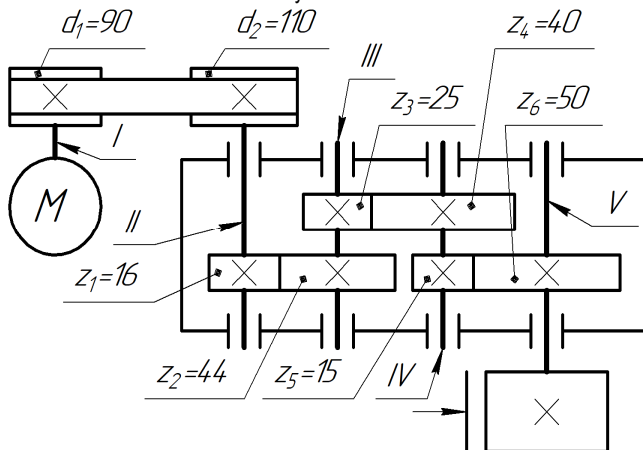
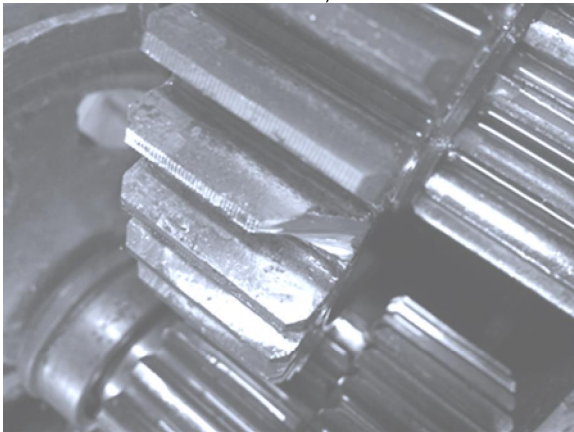
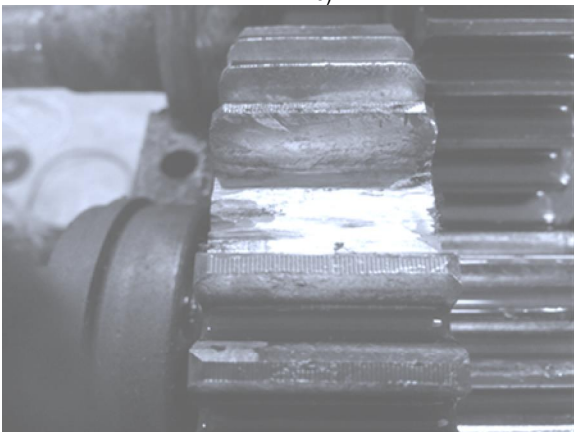


Рисунок 1 – Кинематическая схема редуктора

а)



б)



а – с локальным дефектом в виде отсутствия части рабочей поверхности зуба; б – без зуба

Рисунок 2 – Экспериментальные зубчатые колеса $Z_2=44$

Внешний вид испытательного стенда представлен в [9]. Для проведения испытаний использовался программно-аппаратный комплекс, в состав которого входят следующие элементы: компьютер типа «Notebook»; фотоэлектрический преобразователь угловых перемещений ЛИР-158Б; пьезоэлектрический акселерометр модели АР-98. На входном и выходном валах редуктора были смонтированы инкрементные энкодеры – преобразователи угловых перемещений ЛИР-158Б. Для соединения преобразователя угловых перемещений с валом привода исследуемого объекта предусмотрено использова-

ние специальных соединительных муфт ЛИР-801. Установка акселерометра предусмотрена на горизонтальной поверхности корпуса для измерения вибраций вдоль вертикальной оси. Также возможно производить быструю переустановку датчика на магнитном основании на различные, в том числе неплоские поверхности корпуса исследуемого механизма. Для создания нагрузки на выходном валу редуктора использовался ленточный тормоз с комплектом грузов. Применение преобразователей угловых перемещений на входном и выходном валах привода дает возможность с высокой точностью определять частоты вращения входного и выходного вала.

Результаты измерений и обработки данных. В качестве примера на рисунке 3 приведены фрагменты спектров виброускорений в диапазоне частот 305-360 Гц при различной степени повреждения зубчатого колеса $Z_2=44$, нормальном уровне смазки и нагрузочном моменте $T=18$ Н·м.

В таблице 1 приведены значения виброускорений на зубцовых частотах f_{z_i} и кратных им $m \cdot f_{z_i}$ частотах при нагрузочном моменте $T=18$ Н·м и нормальном уровне смазки.

Анализ приведенных фрагментов спектров показал, что с увеличением степени развития локального дефекта происходит увеличение значений виброускорений не только на зубцовой частоте $f_{z_{1,22}}$ и кратных ей частотах $m \cdot f_{z_{1,22}}$ поврежденной шестерни, что ожидаемо [9, 10], но и на некоторых зубцовых и кратных им частотах технически исправных зубчатых колес.

Аналогичные изменения наблюдались в рассматриваемом диапазоне частот также и на других режимах испытаний.

В таблице 2 приведены значения размаха виброскорости для всех режимов испытаний.

В результате анализа таблицы 2 можно сделать вывод, что с увеличением нагрузки увеличиваются значения виброскорости. Увеличение степени повреждения зубчатого колеса не приводит к ярко выраженному увеличению значений виброскорости и отчетливо заметно только при отсутствии зуба. Изменение значений виброскорости при изменении уровня смазки носит случайный характер и находится в пределах статистической погрешности.

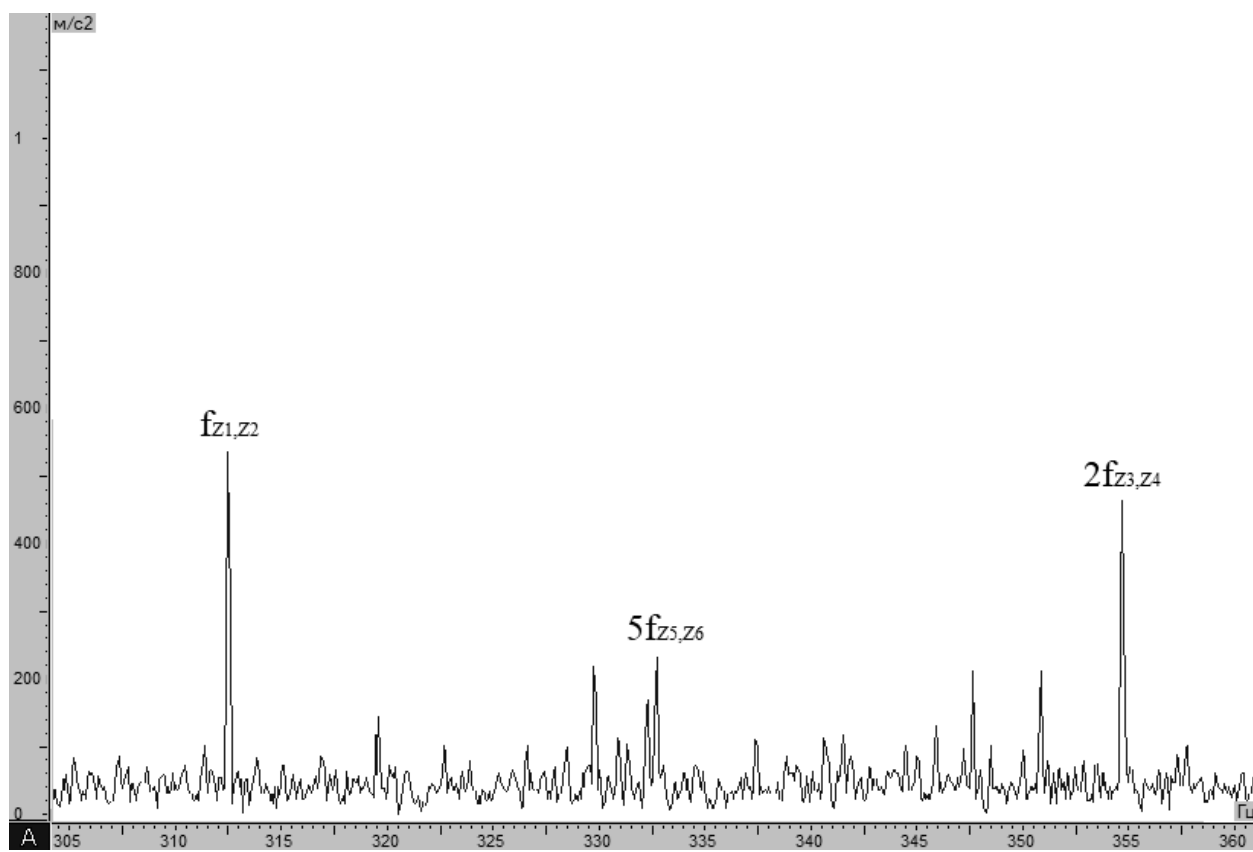
Заключение

1. Проведенные испытания трехступенчатого цилиндрического редуктора с моделированием на одной из шестерен локального повреждения зуба показали, что с развитием локального дефекта происходит изменение параметров вибрации не только для поврежденного элемента, но и для технически исправных зубчатых колес.
2. У технически исправных зубчатых колес рост параметров вибрации может отсутствовать на основной зубцовой частоте, но наблюдаться на некоторых кратных ей частотах.
3. В отличие от виброускорений, увеличение степени повреждения зубчатого колеса не приводит к ярко выраженному увеличению значений виброскорости и отчетливо заметно только при отсутствии зуба. Однако значения виброскорости увеличиваются с увеличением нагрузки.
4. Изменение значений виброскорости при изменении уровня смазки носит случайный характер и находится в пределах статистической погрешности, т. е. изменение условий смазки в период между проведением ТО не влияет на результаты вибродиагностики.

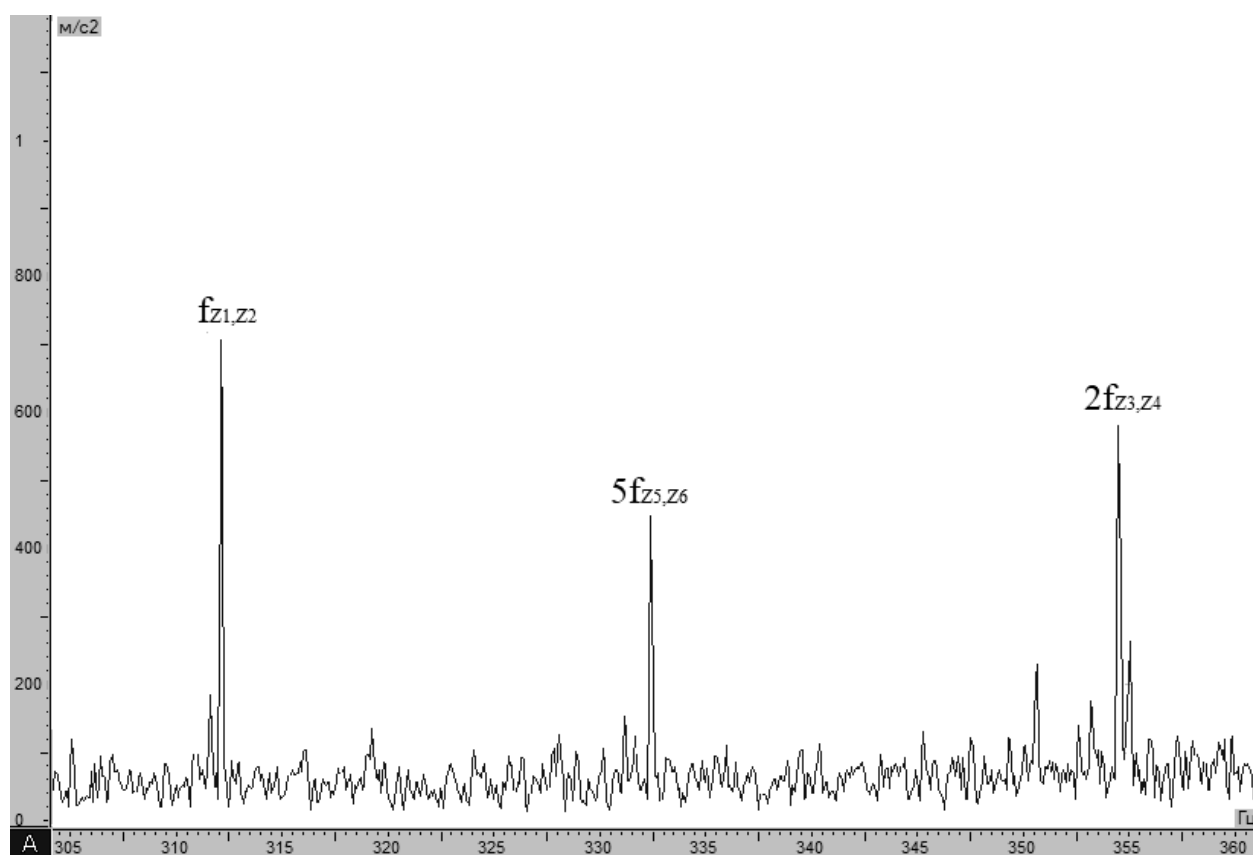
Таким образом, при создании методик оценки и прогнозирования остаточного ресурса приводов при переходе от системы планово-предупредительных ремонтов к обслуживанию по фактическому состоянию, необходимо учитывать некоторые особенности проявления повреждений в вибросигналах, позволяющие получить дополнительные косвенные диагностические параметры для анализа.

СПИСОК ЦИТИРОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

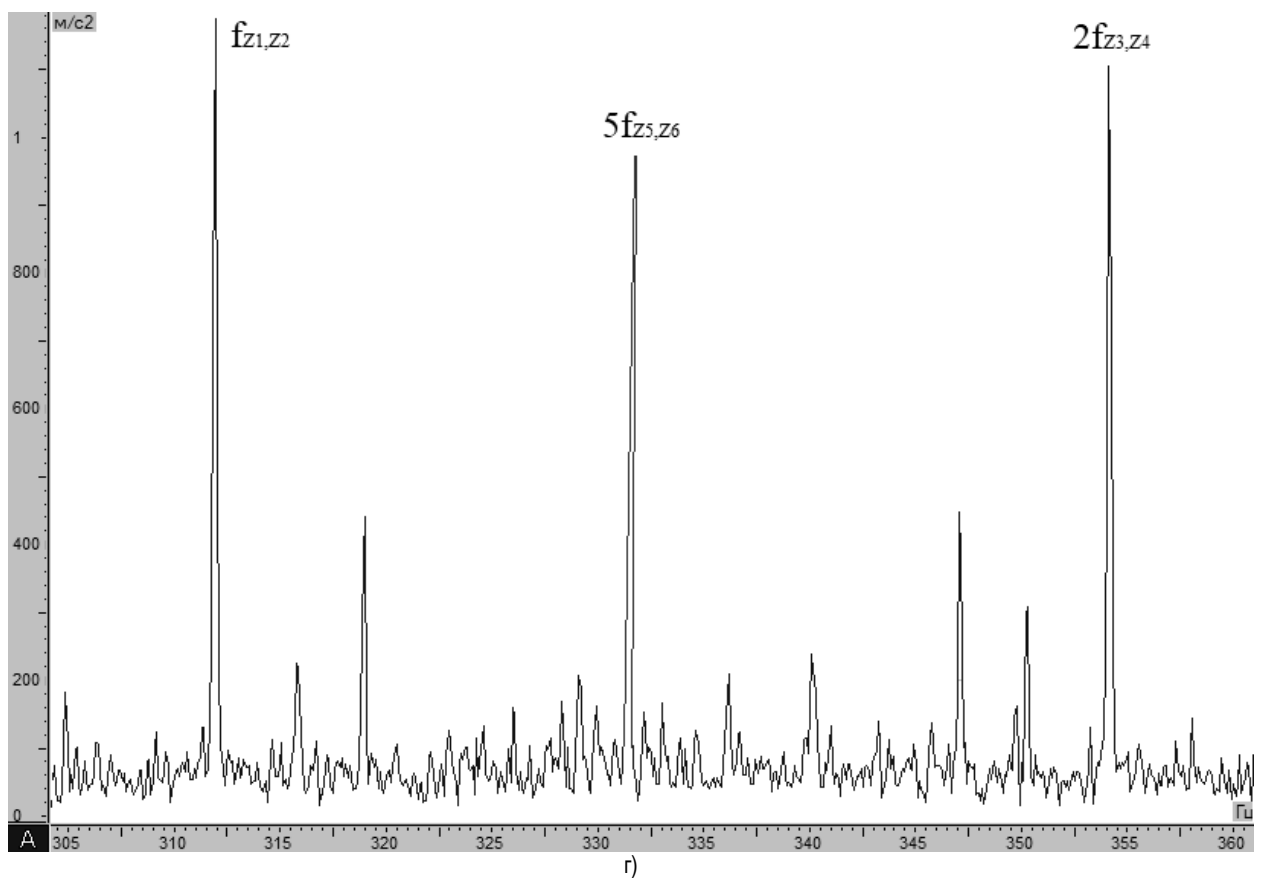
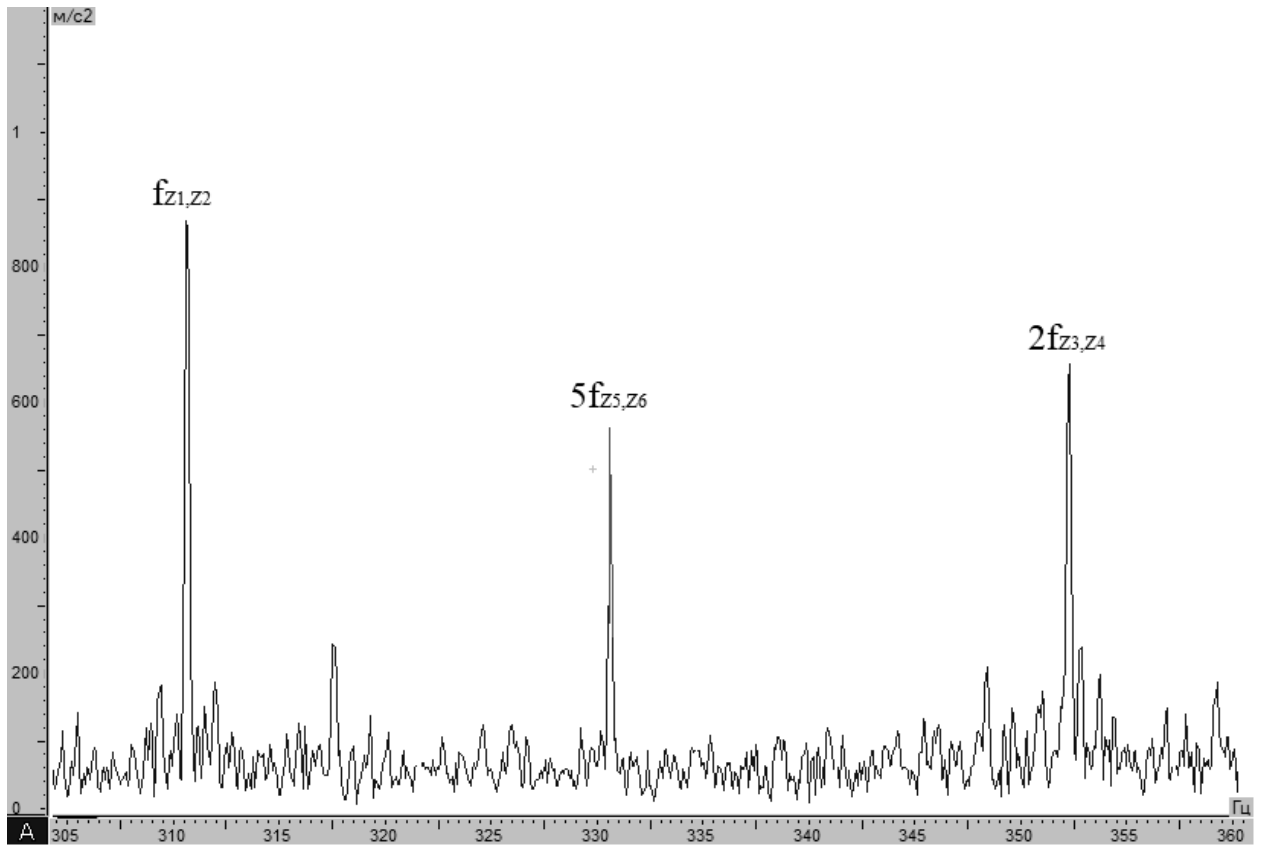
1. Ишин, Н. Н. Динамика и вибромониторинг зубчатых передач / Н. Н. Ишин. – Минск : Беларус. навука, 2013. – 432 с.
2. Генкин, М. Д. Виброакустическая диагностика машин и механизмов / М. Д. Генкин, А. Г. Соколова. – М. : Машиностроение, 1987. – 288 с.
3. Барков, А. В. Мониторинг и диагностика роторных машин по вибрации / А. В. Барков, Н. А. Баркова, А. Ю. Азовцев ; С.-Петербург. гос. морской техн. ун-т. – СПб. : СПбГМТУ, 2000. – 159 с. Ишин, Н. Н. Назначение предельно допустимых уровней вибраций при вибродиагностике зубчатых механизмов / Н. Н. Ишин, А. М. Гоман, А. С. Скороходов, С. А. Гаврилов // Вестник НТУ «ХПИ». Сб. науч. тр. Серия : Проблемы механического привода. – Харьков : НТУ «ХПИ». – 2013. – Вып. 40 (1013). – С. 48–54.



a)



b)



а – целый зуб; б – повреждение 50% длины зуба; в – повреждение 75% длины зуба; г – без зуба

Рисунок 3 – Фрагменты спектров виброускорений в области зубцовых и кратных им частот при различной степени повреждения зубчатого колеса $Z_2=44$ (нагружающий момент $T=18$ Н·м, нормальный уровень смазки)

Таблица 1 – Значения виброускорений при различной степени повреждения зубчатого колеса $Z_2=44$, нагружающем моменте $T=18$ Н·м и нормальном уровне смазки

Зубчатая пара (рисунок 1)	Частота, Гц	Значения виброускорений a_i , m/c^2 , при степени повреждения экспериментального зубчатого колеса				
		исправное колесо	25% длины зуба	50% длины зуба	75% длины зуба	зуб отсутствует
Z_1/Z_2	$f_{z_1,z_2}=311,8$	0,533	0,683	0,711	0,862	1,175
	$2f_{z_1,z_2}=623,6$	0,394	0,363	0,387	0,402	0,513
	$3f_{z_1,z_2}=935,4$	0,887	1,121	0,499	0,493	0,469
	$4f_{z_1,z_2}=1247,2$	0,326	0,458	0,337	0,354	0,34
	$5f_{z_1,z_2}=1559$	0,109	0,057	0,07	0,105	0,067
Z_3/Z_4	$f_{z_3,z_4}=177,15$	0,208	0,373	0,354	0,378	0,448
	$2f_{z_3,z_4}=354,3$	0,464	0,547	0,581	0,652	1,105
	$3f_{z_3,z_4}=531,5$	0,25	0,395	0,207	0,356	0,357
	$4f_{z_3,z_4}=708,6$	0,254	0,230	0,41	0,49	0,677
	$5f_{z_3,z_4}=886,8$	0,257	0,225	0,238	0,253	0,391
Z_5/Z_6	$f_{z_5,z_6}=66,45$	0,041	0,052	0,098	0,053	0,008
	$2f_{z_5,z_6}=132,9$	0,053	0,035	0,044	0,034	0,026
	$3f_{z_5,z_6}=199,3$	0,040	0,082	0,042	0,058	0,043
	$4f_{z_5,z_6}=265,8$	0,128	0,321	0,291	0,262	0,409
	$5f_{z_5,z_6}=332,2$	0,24	0,429	0,449	0,563	0,974

Таблица 2 – Значения виброскорости при различных условиях испытаний

Крутящий момент T , Н·м	Уровень смазки	Значения виброскорости V_i , m/c , при степени повреждения экспериментального зубчатого колеса				
		исправное колесо	25% длины зуба	50% длины зуба	75% длины зуба	зуб отсутствует
без нагрузки	нормальный	0,02086	0,02201	0,02143	0,01852	0,02231
	ниже уровня	0,01907	0,02272	0,02099	0,02286	0,02028
	без масла	0,01706	0,02343	0,02866	0,02238	0,02186
9	нормальный	0,02079	0,02973	0,02141	0,02272	0,02734
	ниже уровня	0,02196	0,02997	0,02323	0,02281	0,03101
	без масла	0,02419	0,02623	0,02235	0,02349	0,02944
18	нормальный	0,02519	0,02858	0,02466	0,04076	0,04213
	ниже уровня	0,02643	0,02991	0,02385	0,02504	0,04698
	без масла	0,02477	0,03095	0,02534	0,02989	0,04577
27	нормальный	0,03337	0,03293	0,02617	0,02885	0,04894
	ниже уровня	0,02669	0,03754	0,02966	0,03552	0,04652
	без масла	0,02689	0,02818	0,02556	0,0340	0,04080

4. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность : ГОСТ 21354-87
5. Calculation of load capacity of spur and helical gears — Part 5: Strength and quality of materials : ISO 6336-5:2016
6. Оценка остаточного ресурса зубчатых передач в условиях эксплуатации / Н. Н. Ишин [и др.] // Неразрушающий контроль и диагностика. – 2014. – № 2. – С. 38–47.
7. Дакало, Ю. А. Влияние технического обслуживания на остаточный ресурс зубчатых приводных механизмов / Ю. А. Дакало, Н. Н. Ишин, А. М. Гоман, А. С. Скороходов // Новые технологии и материалы, автоматизация производства: материалы. Междунар. науч.-техн. конф., Брест, 27–28 мая 2019 г. – Брест : Издательство БрГТУ, 2019. – С. 95–98.
8. Драган, А. В. Устойчивость работы нейросетевой модели на основе нейронов Кохонена при выявлении локальных повреждений зубьев зубчатых колес многовальных приводов при изменяющихся условиях эксплуатации / А. В. Драган, А. Н. Парфиевич, В. А. Сокол // Новые технологии и материалы, автоматизация производства: материалы Междунар. науч.-техн. конф., Брест, 27–28 мая 2019 г. – Брест : Издательство БрГТУ, 2019. – С. 39–42.
9. Драган, А. В. Использование нейросетевого детектора при акустической диагностике многовальных зубчатых приводов / А. В. Драган, А. Н. Парфиевич, С. В. Безобразов // Неразрушающий контроль и диагностика. – 2017. – № 2. – С. 58–70.

03.12.2019

DAKALO Y. A., ISHIN N. N., GOMAN A. M., SKOROKHODOV A. S. Impact of gear mechanism faults on their vibration parameters

The results of experimental studies of the defect of gear tooth damage and operating conditions on the vibration parameters of the elements of a three-stage cylindrical gearbox are presented. The tests showed that when developing methods for estimating and predicting the residual life of drives during the transition from a preventive maintenance to condition based maintenance, it is necessary to take into account some features of the manifestation of damage in vibration signals, which allow obtaining additional indirect diagnostic parameters for analysis.