



ЗИГЕЛЬМАН
Евгений Борисович
(ОАО «Коломенский завод»)

ZIGELMAN
Evgeny Borisovich
(Kolomna, Russian Federation,
JSC «Kolomensky Zavod»)



ЛОЩИНИН
Иван Андреевич
(МГТУ им. Н.Э. Баумана)

LOSHCHININ
Ivan Andreevich
(Moscow, Russian Federation,
Bauman Moscow State
Technical University)

Исследование возможности вибродиагностики среднеоборотных дизель-генераторов

Е.Б. Зигельман, Д.Ф. Скворцов, И.А. Лощинин

Экологические характеристики получили особое значение при создании поршневых двигателей новых поколений. Уровень вибраций и шумовых характеристик вновь создаваемых и модернизируемых тепловых дизель-генераторов во многом определяют качество последних.

В статье исследована возможность вибродиагностирования среднеоборотных дизелей на примере дизель-генераторов 16ЧН26/26, выпускаемых ОАО «Коломенский завод». В состав дизеля входят разные по механическому воздействию агрегаты: роторного типа (турбокомпрессор, зубчатые привода, масляные и водяные насосы, коленчатый вал), возвратно-поступательно движущиеся механизмы (кривошипно-шатунные и цилиндропоршневой узел) и различные узлы (топливные насосы, форсунки, генераторы в составе дизель-генераторов и т. д.). Такое многообразие одновременно протекающих процессов во время работы дизеля существенно усложняет сбор и анализ данных вибрации из-за присутствия большого числа гармонических и случайных составляющих в сигнале. Выполненные экспериментальные исследования подтвердили принципиальную осуществимость создания надежной системы вибродиагностирования среднеоборотных дизелей.

Ключевые слова: вибрация, среднеоборотные дизель-генераторы, виброакустическая диагностика, вибрационное состояние.

Study of Possibility for Vibrodiagnostics of Medium Diesel Generators

E.B. Zigelman, D.F. Skvortzov, I.A. Loshchinin

Ecological characteristics got the particular importance while creating a new generation of piston engines. Vibration and noise characteristics of the newly created or modernized thermal diesel generators determine in many respects the quality of the latter. The article describes the possibility for vibrodiagnostics of medium diesel generators in the case study of diesel generators 16CH26/26, produced by JSC «Kolomensky Zavod». Diesel engine aggregates: rotatory mechanisms (turbo, gear drive, oil and water pumps, crankshaft); reciprocating mechanisms (crank and piston-cylinder units); and the other components (fuel pumps, fuel injectors, generators, etc.) vary in mechanical stress. A wide variety of simultaneous processes during a diesel engine operation significantly complicates the collection and analysis data of vibration due to the presence of a large number of harmonic and random components in

the signal. The developed experimental studies have confirmed the basic feasibility of medium diesel engines monitoring.

Keywords: vibration, medium diesel generators, vibroacoustic diagnostics, vibrational state.

В настоящее время виброакустическая диагностика является одним из мощных инструментов для решения широкого класса задач по обнаружению дефектов машин, предотвращению выхода из строя деталей и узлов агрегатов, продления срока службы и увеличения межремонтных периодов в эксплуатации. Существует множество апробированных методик и аппаратных средств для вибродиагностики конструкций роторного типа, таких как редукторы, зубчатые передачи, газотурбинные аппараты, гидромашины, электродвигатели и генераторы электрического тока, подшипники качения и скольжения [1, 2].

Однако методы и средства вибродиагностики машин возвратно-поступательного действия, в частности среднеоборотных дизелей, недостаточно изучены и отработаны, хотя данный вид двигателей применяется во многих отраслях промышленности: в грузовых, маневровых и пассажирских тепловозах, в качестве вспомогательных и главных энергетических установок гражданских судов и военных кораблей, в качестве дизельных электростанций, на карьерных самосвалах и т. д. Это обусловлено тем, что в состав дизеля обычно входят разные по своей природе и своему механическому воздействию агрегаты: роторного типа — турбокомпрессор, зубчатые (ременные, цепные) приводы, масляные и водяные насосы, коленчатый вал; возвратно-поступательно движущиеся механизмы — кривошипно-шатунные; цилиндро-поршневой узел, в котором происходят рабочие процессы дизеля (сжатие, воспламенение и сгорание рабочего тела), другие различные узлы (топливные насосы, форсунки, генераторы в составе дизель-генераторов и т. д.). Такое многообразие одновременно протекающих процессов во время работы дизеля существенно усложняет сбор и анализ данных вибрации из-за присутствия большого числа гармонических и случайных составляющих в сигнале. Например, известно, что для диагно-

стики высокочастотных составляющих сигнала датчик вибрации следует размещать как можно ближе к предмету исследования, но непосредственное размещение датчиков вблизи подшипника зачастую невозможно из-за конструктивных особенностей дизеля.

Для разработки эффективной системы вибродиагностики дизель-генераторов (ДГ) с дизелями 16ЧН26/26 ОАО «Коломенский завод» специалистами отдела динамики Управления главного конструктора по машиностроению и фирмой ООО «Диамех» в 2008 г. проведены исследования вибрации ДГ 2А-9ДГ-02, 1А-9ДГ и 18-9ДГ на стендах машиноборочного цеха для получения эталонных значений. Также были проведены специальные испытания дизеля 16ЧН26/26 на стенде дизель-экспериментального цеха. На испытательных стендах машиноборочного цеха была измерена вибрация на дизель-генераторах следующих типов моделей 2А-9ДГ-02 (12 шт.), 18-9ДГ (11 шт.), 1А-9ДГ (7 шт.). Измерения на ДГ проводились в 42 измерительных точках (общее число измерений параметров 63). Общее число измерений по дизелям, полученное для построения области допустимых значений вибрационных параметров (эталонов), составило 2 016. Из них по трем типам дизелей соответственно: 630, 630 и 378, 378 замеров использовались для выбора вибрационных характеристик и их частотных диапазонов (процедура настройки). В общей сложности было проведено 32 испытания с числом измерительных точек от 6 до 16 и числом замеров от 4 до 9. В течение этих испытаний были выполнены 3 584 замера.

Для анализа исследовали следующие характеристики: форма сигнала, спектры мощности, спектры огибающей, гармонические спектры, замеры общего уровня, уровня в полосе, изменения амплитуды и фазы 1-й и 2-й гармоник от частоты вращения коленчатого вала.

Дизели, используемые в качестве приводной установки для генератора, выполнены по V-образной схеме с углом развала цилиндров 42°. Номинальная частота вращения коленчатого вала 1 000 мин⁻¹ (16,67 Гц). Технические характеристики исследуемых ДГ представлены в табл. 1. Коленчатый вал дизельного двигателя опирается на девять коренных подшипников скольжения,

Дизель-генераторы V-образные 16-цилиндровые

Характеристика	Марка дизеля		
	1А-9ДГ	18-9ДГ	2А-9ДГ-02
Мощность, кВт	2 250	2 650	2 944/3 000
Масса, кг	28 300	28 500	29 050
Турбокомпрессор	6ТК12.00.000. спч-03	1—15ТК.00.000. спч-02	6ТК12.00.000. спч-01/05
Генератор	ГСТ2800 или ГС501А	ГСТ2800У2 или ГС501	ГСТ2800У2
Напряжение, В	535/305	750/475	580/405

частота дефекта коренного подшипника на номинальном режиме составляет ≈ 8 Гц.

Для проведения и анализа измерений использовалась аппаратура ООО «Диамех 2000»: виброанализаторы КВАРЦ и АГАТ-М с программным комплексом ДИАМАНТ-2. Частотный диапазон измерений 5 Гц...40 кГц.

Исследовали следующие объекты и неисправности дизелей [1]:

1) дефекты центровки дизеля с генератором. Возникают при несоосности ротора генератора и коленчатого вала дизеля. Основными диагностическими признаками дефектов центровки является наличие в спектре вибросигнала первых трех гармоник оборотной частоты коленчатого вала;

2) дефекты крепления дизеля. Наблюдаются при изменении жесткости опорной системы и снижении ее демпфирующих свойств. Основными диагностическими признаками является наличие в спектре вибросигнала непропорционального роста первых двух гармоник оборотной частоты;

3) вибрацию подшипников коленчатого вала. Зависит от состояния рабочих поверхностей подшипника, величины зазора между шейкой вала и антифрикционным вкладышем, а также несущей способности слоя смазочного масла. При определенных условиях коленчатый вал может потерять устойчивость и перейти в режим автоколебаний в радиальном направлении. Частота этих автоколебаний обычно составляет примерно 0,42—0,48 от оборотной частоты коленчатого вала. Появление в спектре вибросигнала амплитуды субгармоники с частотой 0,42—0,48 от оборотной частоты вала может свидетельствовать об изменении состояния внешней поверхности анти-

фрикционного вкладыша и поверхности шейки вала;

4) дефекты крепления генератора. Основным диагностическим признаком является непропорциональный рост вибрации в спектре вибросигнала на первых двух гармониках оборотной частоты. Дефект максимален в своем проявлении обычно в одном из направлений;

5) вибрацию соединительных муфт. При неправильной посадке полумуфт на вал в узле сочленения валов возникают или параллельные сдвиги (колена), или угловые изломы в муфте. В агрегате наблюдается картина небаланса масс вращающегося ротора за счет смещения осей центров масс, при этом появляется осевая вибрация с оборотной частотой;

6) вибрацию подшипника качения генератора. Дефекты возникают вследствие геометрических погрешностей изготовления, монтажа и повреждения контактных поверхностей качения. Подшипник качения, имеющий повреждения на дорожках, телах качения или сепараторе, генерирует вибрацию, которая передается на внешний корпус подшипника и окружающую его конструкцию. Дефекты подшипника проявляются в виде периодических ударных импульсов на характерных частотах, связанных с его геометрическими параметрами. Подшипник с дефектами может генерировать вибрацию на частотах, кратных частоте вращения (частоты кинематического возбуждения), на собственных частотах, на суммарных и разностных частотах;

7) дисбаланс ротора турбокомпрессора. Этот дефект обусловлен конструктивными отклонениями от осевой симметрии и неоднородности материала при изготовлении. Возникающие при вращении неуравновешенные центробежные силы создают вынужденные колебания с частотой вращения турбокомпрессора;

8) вибрацию рабочих лопаток турбины и компрессора. Возникающая при вращении ротора высокочастотная вибрация с частотой следования кромочных следов присутствует в спектре вибрации всегда и сама по себе признаком неисправности не является. Она называется «лопастной вибрацией». Дефект лопаток диагностируется по росту уровня лопастной вибрации;

9) дефект креплений турбокомпрессора. Образуется, как правило, в процессе монтажа. Диагностируется по изменению общего уровня вибрации и вибрации на частоте вращения коленчатого вала дизеля в вертикальном и поперечном направлениях;

10) вибрацию зубчатого привода масляного и водяного насосов, а также привода распределительного вала. Преобладающей частотой является частота зацепления зубчатой пары F_z , равная произведению частоты оборотов ротора шестерни на количество зубцов на ней. Диагностическими признаками при появлении подобных дефектов является не только рост амплитуды гармоники зацепления зубьев, но и появление модуляции с оборотными частотами валов шестерен;

11) вибрацию масляных и водяных насосов;

12) разрегулировку цилиндров по рабочему процессу — увеличение и уменьшение подачи топлива относительно номинальных значений. Разрегулировка цилиндров по рабочему процессу приводит к изменению фазового и амплитудного состава вибрации крышки цилиндра. Эти отклонения эффективно диагностировать с помощью спектрального анализа огибающей высокочастотной составляющей вибрации.

Состояние ДГ оценивалось по результатам анализа отклонений фактического (текущего) вибрационного состояния испытуемого ДГ от эталона, который строится на сравнительном анализе вибрации однотипных ДГ. Данные испытания проводились на номинальном режиме работы ДГ. В качестве эталона использовалась система усредненных индивидуально для каждой из 42 точек контроля эталонных замеров (число измерений параметров 63). Для получения эталонов использовались измерения двух основных типов — скаляры и векторы. В работе принималось, что случайные отклонения вибрации подчинены нормальному закону распределения. Данные, которые выходили за

пределы закона нормального распределения, не использовались в построении эталона и считались «дефектными».

Для всех ДГ, используемых в построении эталона, для каждого измерения строились функции распределения числа машин от общего уровня вибрации в 10 равных интервалах, отбрасывались замеры, не попадающие под нормальный закон распределения, и для оставшихся машин строились предельные значения допустимой вибрации в каждом диапазоне, используя максимальные значения вибрации в каждом интервале. Среднее арифметическое значение в интервале плюс два среднеквадратических отклонения получали предельные допустимые значения параметра.

Для примера рассмотрим функцию распределения общего уровня виброперемещений на первом коренном подшипнике для ДГ 2А-9ДГ (рис. 1).

На рисунке 1 видно, что 9 из 10 используемых для создания эталона машин подходят для построения эталона. Маски для замеров спектра виброперемещений в области первого коренного подшипника представлены на рис. 2–4. Далее получаем значения для порогов предупреждения и аварии на этом замере: 124 и 173 мкм.

Аналогично строятся эталонные маски для всех точек измерений вибрации ДГ 2А-9ДГ-02, 1А-9ДГ и 18-9ДГ.

Создание эталонов по группе однотипных ДГ не всегда позволяет воспользоваться стан-

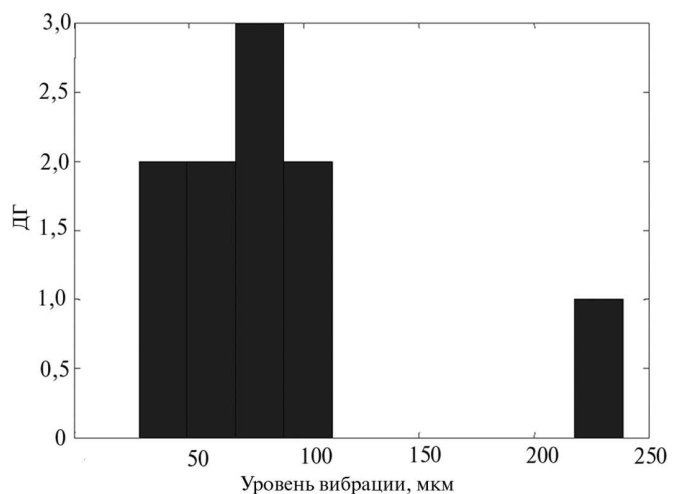


Рис. 1. Функция распределения общего уровня виброперемещений

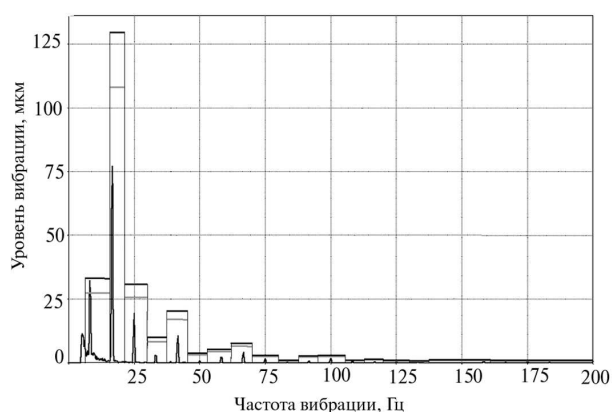


Рис. 2. Маска спектра перемещений блока цилиндров в области первого коренного подшипника, поперечное направление (спектр 2А-9ДГ82 ДГ низ КП-1 (П) СП-к2 19.11.08 14:10:20; общий уровень 100,22 мкм; разброс 1,2759 мкм)

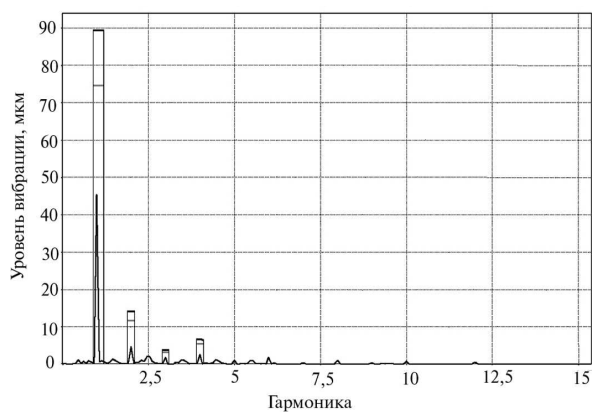


Рис. 3. Маска спектра перемещений блока цилиндров в области первого коренного подшипника, вертикальное направление (спектр 2А-9ДГ82 ДГ низ КП-1 (В) СГ-15 19.11.08 14:09:32; общий уровень 46,152 мкм; разброс 0,36843 мкм)

дартными диагностическими признаками для проведения диагностики текущего состояния ДГ. Так, например, дефекты центровки, которые обычно сопровождаются появлением в спектре вибрации высокочастотных гармоник, не могут быть непосредственно оценены по спектрам вибрации, так как в спектре изначально присутствуют высшие гармоники, являющиеся следствием нормальной работы дизельного двигателя. А для оценки изменений вибрации, сопровождающих нарушение нормальной работы цилиндра, необходимо провести испытания, связанные с нарушением подачи топлива в цилиндр.

Для проведения экспериментов по внесению в ДГ дефектов и анализа измерений виб-

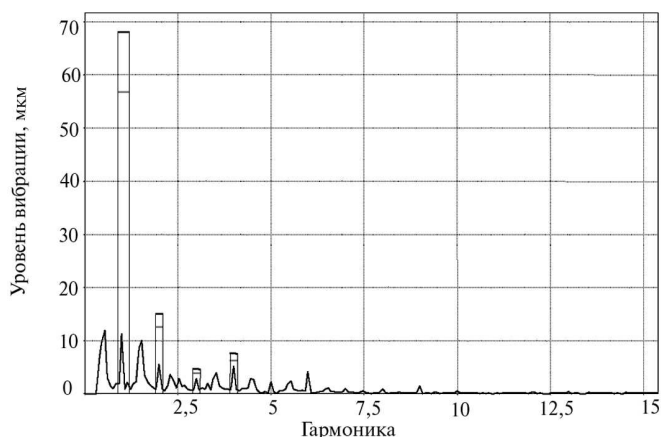


Рис. 4. Маска спектра перемещений блока цилиндров в области первого коренного подшипника, продольное (осевое) направление (спектр 2А-9ДГ82 ДГ низ КП-1 (О) СГ-15 19.11.08 14:11:22; общий уровень 29,338 мкм; разброс 3,3604 мкм)

рации был выбран ДГ 16ЧН26/26 (2А-9ДГ). Программа испытаний включала:

- 1) снятие АФЧХ дизеля без генератора в нескольких точках на скоростной характеристике, выявление резонансов в соответствии с табл. 2;
- 2) замер исходного вибрационного состояния ДГ при 100%-ной нагрузке с исходной расцентровкой (рис. 5, лево +0,15, право +0,01, низ +0,12 мм) и регламентированной подачей топлива во все цилиндры;
- 3) отключение подачи топлива в цилиндр (8А);
- 4) отключение подачи топлива в цилиндр (5А);
- 5) отключение подачи топлива в цилиндр (1Б);
- 6) отключение подачи топлива в цилиндры (6А и 8Б);
- 7) увеличение подачи топлива в цилиндр (8А);
- 8) уменьшение подачи топлива в цилиндр (8А);
- 9) увеличение подачи топлива в цилиндр (5А);
- 10) уменьшение подачи топлива в цилиндр (5А);
- 11) увеличение подачи топлива в цилиндр (1Б);
- 12) уменьшение подачи топлива в цилиндр (1Б);

Таблица 2

Мощность генератора

Номер позиции контроллера	Частота вращения, мин ⁻¹	Мощность, кВт
1	350	98
2	550	340
3	585	490
4	619	660
5	654	810
6	688	980
7	723	1150
8	757	1330
9	792	1550
10	826	1740
11	861	2010
12	895	2230
13	930	2480
14	965	2650
15	1000	2944

13) ослабление креплений турбокомпрессора;

14) ослабление креплений дизеля;

15) увеличение расцентровок дизеля и генератора и оценка влияния дисбаланса на муфте.

В процессе испытаний проводилось измерение вибрации на шпильке головки цилиндра при отсутствии подачи топлива, при регламентированном количестве топлива, при уменьшении и увеличении подачи топлива. Сравнительный анализ спектров огибающей высокочастотной вибрации для цилиндра 8А представлен на рис. 6.

В результате нарушения подачи топлива в цилиндр выявлен устойчивый рост глубины модуляции (на 15%) вибрации на частоте рабочего цикла (8,3 Гц), а также увеличение глубины модуляции (на 7%) на оборотной частоте машины (16,7 Гц).

На стендовой установке с ДГ в поперечном и вертикальном направлениях был выявлен резонанс на оборотной составляющей вибрации на частоте 756 мин⁻¹. Балансировочный груз, который устанавливался в процессе испытаний на муфту, снижал вибрацию более, чем в 2 раза в поперечном направлении, т. е. установка корректирующего груза на муфту позволяет эффективно снижать вибрацию на всех узлах ДГ

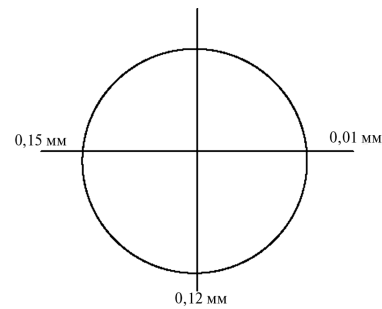


Рис. 5. Исходная расцентровка

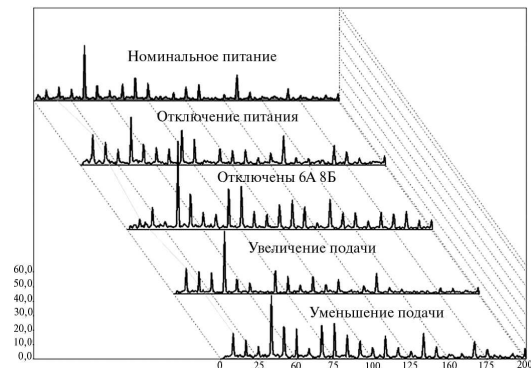


Рис. 6. Зависимость вибрации от количества топлива в цилиндре 8А (каскад спектра Стенд 7 ДГ верх Кц-1 А8 (В) 22.10.08 9:49:22; частота 8,5 Гц; амплитуда 7,5%)

что, в свою очередь, положительно сказывается на увеличении остаточного ресурса всей машины.

Анализ вибрации при ослаблении креплений ДГ позволяет сделать следующие выводы:

- 1) сохраняется одинаковая картина изменения вибрации на лапах и подшипниках генератора;
- 2) при ослаблении жесткости крепления машины наблюдается рост осевой составляющей по второй гармонике оборотной частоты коленчатого вала на дизеле и генераторе.

Анализ амплитуды/фазы первой и второй гармоник оборотной вибрации виброперемещения при расцентровках представлен в табл. 3.

Из данных, приведенных в табл. 3, следует, что на величину вибрации центровка в рамках эксперимента существенного влияния не оказала. В тоже время состояние опорной системы ДГ существенно влияет на вибрацию.

Вывод

Проведенные экспериментальные исследования по вибродиагностике ДГ подтвердили принципиальную осуществимость создания надежной системы вибродиагностирования. Представленная работа является первым этапом создания системы вибродиагностики ДГ среднеоборотного класса.

Оценка влияния величины центровки на вибрацию агрегата

Амплитуда/фаза первой гармоники Дата			Расцентровка								
			ПШп	ПШо	ЛГ в	ЛГ п	9в	9п	1в	1п	1о
22.10.08.	A1гм	мкм.пик	140	24	52	122	25	27	35	125	35
Исходная1	Ф1гм		143	336	148	145	130	173	137	332	167
23.10.08.	A1гм	мкм.пик	107	39	69	108	32	29	20	116	32
Исходная2	Ф1гм		147	301	112	143	119	164	150	321	148
27.10.08.	A1гм	мкм.пик	147	33	56	138	29	27	41	137	34
Нулевая	Ф1гм		147	329	141	146	128	180	139	329	164
28.10.08.	A1гм	мкм.пик	160	39	81	122	34	30	38	133	35
Большая	Ф1гм		168	319	128	166	132	193	164	340	166
Амплитуда/фаза второй гармоники											
22.10.08.	A2гм	мкм.пик	30	8	25	29	21	17	19	15	5
Исходная1	Ф2гм		215	287	103	223	170	1	161	117	211
23.10.08.	A2гм	мкм.пик	25	13	23	24	20	19	25	16	9
Исходная2	Ф2гм		213	325	115	205	155	355	155	105	202
27.10.08.	A2гм	мкм.пик	31	8	28	29	24	17	24	17	9
Нулевая	Ф2гм		224	297	107	221	151	356	146	97	209
28.10.08.	A2гм	мкм.пик	25	9	23	26	24	17	22	19	7
Большая	Ф2гм		219	350	131	218	165	357	162	116	232

Примечание. A1гм, A2гм — амплитуды первой и второй гармоник; Ф1гм, Ф2гм — фазы первой и второй гармоник; ПШ — подшипник генератора; 9, 1 — номера коренных подшипников; о, в, п — направление измерений: осевое, вертикальное, поперечное; ЛГ — лапа генератора.

Величина расцентровки: большая — лево 0,25, право — 0,15, низ — 0,15 мм; исходная1 и исходная 2 — лево 0,15, право 0,01, низ 0,12 мм; до и после опыта с ослаблением жесткости, нулевая — лево 0,01, право 0,05, низ 0,05 мм.

Литература

1. Генкин М.Д., Соколова А.Г. Виброакустическая диагностика машин и механизмов. М.: Машиностроение, 1987. 288 с.
2. Ширман А.Р., Соловьев А.Б. Практическая вибродиагностика и мониторинг состояния механического оборудования. М.: Наука, 1996. 276 с.
3. Баркова Н.А., Дорошев Ю.С. Неразрушающий контроль технического состояния горных машин и оборудования. Владивосток: Изд-во ДВГТУ, 2009. 157 с.
4. Вибродиагностика / Розенберг Г.Ш., Мадорский Е.З., Голуб Е.С. и др.; Под ред. Г.Ш. Розенберга. СПб.: ПЭИПК, 2003. 284 с.

References

1. Genkin M.D., Sokolova A.G. *Vibroakusticheskaja diagnostika mashin i mekhanizmov* [Vibroacoustic diagnostics of machines and mechanisms]. Moscow, Mashinostroenie publ., 1987. 288 p.

2. Shirman A.R., Solov'ev A.B. *Prakticheskaja vibrodiagnostika i monitoring sostoianiia mekhanicheskogo oborudovaniia* [Practical vibration diagnostics and monitoring of mechanical equipment]. Moscow, Nauka publ., 1996. 276 p.

3. Barkova N.A., Doroshev Iu.S. *Nerazrushaiushchii kontrol' tekhnicheskogo sostoianiia gornyx mashin i oborudovaniia* [Nondestructive testing of the technical condition of mining machinery and equipment]. Vladivostok, DVG TU publ., 2009. 157 p.

4. Rozenberg G.Sh., Madorskii E.Z., Golub E.S., Vinitkii M.L., Neelov A.N., Porasenkov Iu.V., Tazhibayev A.I. *Vibrodiagnostika* [Vibrodiagnostics]. St. Petersburg, PEIPK publ., 2003. 284 p.

Статья поступила в редакцию 18.03.2013

Информация об авторах

ЗИГЕЛЬМАН Евгений Борисович (Коломна) — кандидат технических наук, начальник отдела динамики. ОАО «Коломенский завод» (140408, Коломна, Российская Федерация, ул. Партизан, д. 42, e-mail: eugene21v@rambler.ru).

СКВОРЦОВ Дмитрий Федорович (Москва) — руководитель учебного центра. ООО «Диамех 2000» (115432, Москва, Российская Федерация, 2-й Кожуховский пр-д, д. 29, к. 2, стр. 16, e-mail: skvortsov@diamech.ru).

ЛОЩИН Иван Андреевич (Москва) — аспирант кафедры «Поршневые двигатели». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: livan14101@mail.ru).

Information about the authors

ZIGELMAN Evgeny Borisovich (Kolomna) — Cand. Sc. (Eng.), Head of Dynamics Department. JSC «Kolomensky Zavod» (Partizan str., 42, 140408, Kolomna, Russian Federation, e-mail: eugene21v@rambler.ru).

SKVORTZOV Dmitry Fedorovich (Moscow) — Head of Training Center. DIAMECH 2000 Ltd. (2-nd Kozhukhovskiy proezd 29, korp. 2, str. 16, Moscow, Russian Federation, e-mail: skvortsov@diamech.ru).

LOSHCHININ Ivan Andreevich (Moscow) — Post-Graduate of «Reciprocating Engines» Department. Bauman Moscow State Technical University (BMSTU, building 1, 2-nd Baumanskaya str., 5, 105005, Moscow, Russian Federation, e-mail: livan14101@mail.ru).