

УДК 621.431.74

Р. А. ВАРБАНЕЦ, Ю. Н. КУЧЕРЕНКО, В. И. КЫРНАЦ

Одесский национальный морской университет, кафедра СЭУ и ТЭ

АНАЛИЗ ВОЗМОЖНОСТИ ВИБРОДИАГНОСТИКИ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ СУДОВЫХ ДИЗЕЛЕЙ

Анализируются возможности вибродиагностики технического состояния судовых дизелей. Приведены нормы вибрации судовых механизмов, согласно международным стандартам. Приведены частоты гармоник характерных для разных дефектов узлов судовых дизелей. Дан анализ методов вибродиагностирования, применительно к поршневым машинам. Показано, что уровень вибрации, определяемый среднеквадратичным значением виброскорости, характеризует общее состояние механизма. Конкретный дефект можно определить, анализируя спектр вибрации. Для механизмов роторного типа дефект определяется с большой долей вероятности. Для поршневых машин более информативен метод параметрической диагностики рабочего процесса, предполагающий запись и анализ индикаторных диаграмм рабочих цилиндров. Параллельно с развернутыми индикаторными диаграммами могут быть записаны диаграммы работы топливной аппаратуры высокого давления и механизма газораспределения. Такая информация позволяет выявить неисправности насосов, форсунок и клапанов конкретного цилиндра.

Ключевые слова: судовые дизели, вибродиагностика, виброскорость, среднеквадратичное значение.

Введение и постановка задачи. В состав судового дизеля входят разные по своему принципу действия механизмы и агрегаты:

- возвратно-поступательно движущиеся механизмы (кривошипно-шатунный механизм, поршни);
- механизмы роторного типа (зубчатые, ременные и цепные приводы, масляные и водяные насосы, газотурбоагнетатель, коленчатый и распределительный валы);
- топливная аппаратура высокого давления (топливные насосы, клапана и форсунки);
- механизм газораспределения (группы впускных и выпускных клапанов с приводами);
- подшипники качения, скольжения и соединительные муфты;
- другие различные узлы (генераторы в составе дизель-генераторов и т.д.).

Множество одновременно работающих механизмов разного принципа действия, обеспечивающие нормальное функционирование судового дизеля и генерирующие собственные вибросигналы, значительно усложняют задачу вибродиагностики судового дизеля по сравнению с механизмами роторного типа. В связи с этим методы вибродиагностирования судового дизеля сводятся к диагностике его отдельных узлов и механизмов.

Спектральный анализ вибросигналов узлов судовых дизелей. Для каждого узла рассчитываются собственные частоты контрольных гармоник, но базовыми во всех случаях являются:

– гармоника основной частоты вращения коленчатого вала f_n : $f_n = n_{RPM} / 60$;

– и цилиндровая гармоника f_{cyl} :

$$f_{cyl} = f_n \times icyl \times Coef.stroke,$$

где $icyl$ - количество цилиндров;

$Coef.stroke = 0,5$ для четырехтактных и $1,0$ для двухтактных дизелей.

Для шестицилиндрового четырехтактного дизеля Volvo Penta TAMD165a (L-type) [1] с частотой вращения коленчатого вала 1800 RPM

$$f_n = 1800 / 60 = 30 \text{ Hz}$$

$$f_{cyl} = 30 \times 6 \times 0,5 = 90 \text{ Hz}.$$

Существует общий подход к оценке технического состояния механизмов по результатам вибрации на не вращающихся частях (ISO 10816[2]). По требованиям [2] диагностика технического состояния производится в зависимости от класса механизма по общему уровню вибрации. Для анализа берется среднеквадратичное значение (СКЗ) виброскорости механизма в частотном диапазоне 10 - 1000 Гц.

Для непрерывного сигнала $V(t)$ среднеквадратичное значение определяется как

$$\tilde{v}_{RMS} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T V^2(t) dt},$$

где T - период выборки, который должен быть много больше периода любого из основных анализируемых частотных сигналов, содержащихся в $V(t)$ (минимум в 20 раз).

Если сигнал вибрации записан дискретно и

имеются N значений виброскорости V_i , то средне-квадратичное значение определяется как

$$V_{RMS} = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N V_i^2}.$$

При вычислении СКЗ по временному сигналу мы вынуждены применять какие-либо фильтры для выделения нужного частотного диапазона 10 - 1000 Гц. Проще вычислить V_{RMS} по амплитуде спектра сигнала s_j

$$V_{RMS} = \sqrt{\frac{1}{2} \sum_{j=k1}^{k2} s_j^2},$$

где $k1$ и $k2$ - индексы гармоник на 10Гц и 1000 Гц, соответственно.

Рассчитав V_{RMS} можно оценить общее техническое состояние механизма по табл. 1, где указаны пределы виброскорости для нормального (А) и ненормального (В, С, D) состояний механизмов разных классов. Дизель TAMD165а соответствует классу III в случае установки его на жесткое основание и классу IV при установке на гибкие опоры.

Уровень вибрации выше нормального означает, что в механизме имеются проблемы (дисбаланс мощностей цилиндров, расцентровка или излом муфт, ослабление механических креплений, проблемы с фундаментом и т.д).

В связи с тем, что каждый узел дизеля уникален в смысле вибрационного поведения, наиболее эффективным методом диагностирования является сравнение результатов измерений во времени. Такое сравнение целесообразно производить с помощью построения трендов, (графиков изменения средне-квадратичного значения виброскорости по времени), рис. 1. При отсутствии проблем общий уровень вибрации механизма будет оставаться стабильным на

протяжении некоторого времени. Последующие периодические результаты измерений сравниваются с этим базовым уровнем. Периодичность измерений зависит от типа механизма и от критичности его состояния. На графике тренда могут быть установлены предупредительный и аварийный уровни. Предупредительный уровень устанавливает границу, в пределах которой повышение уровня сигнала может иметь случайный характер. Устойчивый рост амплитуды выше предупредительного уровня является сигналом к тому, что периодичность измерений необходимо сделать более частой. При приближении амплитуды к аварийному уровню необходимо провести более детальный спектральный анализ вибрации механизма с целью выявления дефекта и затем принять меры к его устранению.

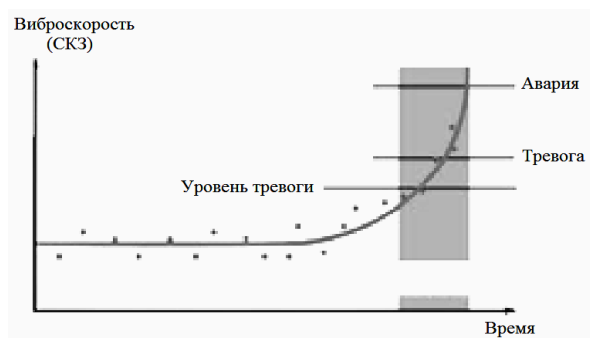


Рис. 1. Временной тренд уровня вибрации механизма

Спектральный анализ может дать более детальную информацию о характере дефекта. В табл. 2 приведены и собраны основные дефекты различных узлов судового дизеля и показаны частоты гармоник, на которых эти дефекты проявляются. Данные табл. 2 получены путем анализа источников [3 - 6].

Таблица 1

ISO 10816 Границы зон* СКЗ виброскорости для машин различных классов

Среднеквадратичное значение виброскорости мм/сек	до 15 кВт класс 1	15- 75 кВт класс 2	> 75 кВт (жесткий) класс 3	> 75 кВт (мягкий) класс 4
0,28	А	А	А	А
0,45				
0,71				
1,12	В	В	В	А
1,8				
2,8	С	С	С	В
4,5				
7,1				
11,2	D	D	D	С
18				
28				
45				

* А - хорошее состояние; В - удовлетворительное; С - неудовлетворительное; D - аварийное состояние, эксплуатация опасна

Таблица 2

Неисправности узлов дизелей и частоты характерных гармоник [3-6]

Неисправность	Частота вибрации	Описание
Дефекты крепления дизеля	$f_n, 2 \times f_n$	Непропорционально большой рост первых двух гармоник основной частоты.
Дефекты центровки дизеля с генератором	$f_n, 2 \times f_n, 3 \times f_n$	Возникают при несоосности коленчатого вала и ротора генератора. В спектре появляются первые три кратные гармоники основной частоты.
Дефекты крепления генератора	$f_n, 2 \times f_n$	Непропорционально большой рост первых двух гармоник основной частоты. Максимально проявляется в одном из направлений.
Повышенная вибрация приводов масляного и водяного насосов, а также привода распределительного вала	$F_z = f_z \times z$ f_z - частота ротора z - кол-во зубцов	Преобладает частота зацепления зубчатой пары F_z . Признаки: рост амплитуды гармоники F_z и появление гармоник с частотами валов шестерен f_z .
Вибрация соединительных муфт	f_n в осевом направлении	При параллельном сдвиге или изломе в муфте возникает небаланс масс вращающегося ротора за счет смещения осей центров масс. Появляется осевая вибрация с частотой f_n .
Повышенная вибрация подшипников коленчатого вала	$F_{CR} = (0,42 \div 0,48) \times f_n$	Зависит от состояния рабочих поверхностей вкладышей, зазоров между шейками вала и вкладышами и свойств смазочного масла. При определенных условиях могут возникнуть автоколебания вала в радиальном направлении. Появление в спектре гармоник с частотой F_{CR} может характеризовать дефект вкладышей или шейки вала.
Вибрация подшипников качения (генератора или др. узлов)	- дефект наружного кольца ВРФО: $f_o = \frac{z}{2} f_n \left(1 - \frac{d}{D} \cos \beta \right)$ - дефект внутреннего кольца ВРФИ: $f_i = \frac{z}{2} f_n \left(1 + \frac{d}{D} \cos \beta \right)$ - дефект сепаратора FTF: $f_c = \frac{f_n}{2} \left(1 - \frac{d}{D} \cos \beta \right)$ - дефект тел качения BSF: $f_r = \frac{D}{d} f_n \left(1 - \left(\frac{d}{D} \cos \beta \right)^2 \right)$	Дефекты или повреждения контактных поверхностей качения (наружного/внутреннего колец, сепаратора или тел качения). Чаще анализируется виброускорение, может анализироваться виброскорость. z - число тел качения; D - диаметр окружности, проходящей через центр тел качения (средний диаметр сепаратора); d - диаметр тел качения; β - угол контакта тела качения.
Вибрация подшипников качения (упрощенные формулы, через RPM)	- дефект наружного кольца ВРФО: $f_o = 0,45 \times z \times \text{RPM}$ - дефект внутреннего кольца ВРФИ: $f_i = 0,55 \div 0,6 \times z \times \text{RPM}$ - дефект тел качения BSF: $f_r = 3,5 \times \text{RPM}$	Дефекты или повреждения контактных поверхностей качения (наружного/внутреннего колец и тел качения). Чаще анализируется виброускорение, может анализироваться виброскорость. z - число тел качения; RPM - частота вращения мин^{-1} .
Дисбаланс ротора турбоагрегата	f_{TUR}	Отклонения от осевой симметрии ротора и неоднородности материала. Возникающие при вращении неуравновешенные центробежные силы создают вынужденные колебания с частотой вращения турбокомпрессора.

Неисправность	Частота вибрации	Описание
Вибрация рабочих лопаток воздушного компрессора (газовой турбины) турбоагрегата	$f_{TUR} \times n_{b,comp}$ $n_{b,comp}$ - кол-во лопаток компрессорного колеса ГТН	Лопастная компрессорная вибрация всегда присутствует в спектре вибрации и признаком дефекта не является*. Дефект диагностируется по росту уровня лопастной гармоники со временем.
Дефект крепления турбокомпрессора	fn в вертикальном и поперечном направлениях	Образуется во время монтажа (чаще) или в процессе эксплуатации. Повышается общий уровень вибрации и в спектре повышается гармоника на частоте вращения колленчатого вала в вертикальном и поперечном направлениях.

* Присутствие в спектре гармоники лопастной компрессорной вибрации позволяет авторам настоящей статьи уже несколько лет производить экспресс-анализ ГТН [7]

По данным [3] в результате нарушений в подаче топлива по цилиндрам (дисбалансе мощностей) возникает "...устойчивый рост глубины модуляции (на 15%) вибрации на частоте рабочего цикла (f_{cyl} - прим.), а также присутствует рост глубины модуляции (на 7%) на оборотной частоте машины (16,7 Гц) (fn - прим.)"

К сожалению, авторами из Коломны [3] не проводились глубокие исследования возможностей вибродиагностики топливной аппаратуры высокого давления (ТА) и механизма газораспределения.

Выводы

Из таблицы 1 видно, что уровень вибрации, определяемое СКЗ виброскорости, характеризует общее состояние механизма. Конкретный дефект можно определить, анализируя спектр вибрации, как показано в таблице 2. Для механизмов роторного типа дефект определяется с большой долей вероятности. Однако, как видно из таблицы 2, многие дефекты характеризуются гармониками основной частоты вращения fn , $2 \times fn$, ... и признаки дефектов часто пересекаются, накладываются и возникает неопределенность. Например, для дизеля Volvo Penta TAMD165a цилиндрическая гармоника f_{cyl} является третьей кратной гармоникой основной частоты fn или fn является субгармоникой цилиндрической частоты. Если такая картина для роторных машин еще может устраивать, то для поршневых машин (дизелей в данном случае) неопределенностей слишком много.

В любом случае, информация о дисбалансе мощностей цилиндров, в случае ее выявления, не является надежной диагностической информацией, определяющей конкретный дефект и указывающей путь к его исправлению. При диагностике цилиндрической поршневой группы, ТА и механизма газораспре-

деления необходимо выявлять не только дисбалансы мощностей, но и возможные изменения компрессии, а также нарушения фаз топливоподачи и газораспределения конкретных цилиндров. Чуть ли не единственным методом в данном случае является метод параметрической диагностики рабочего процесса, предполагающий запись и анализ индикаторных диаграмм рабочих цилиндров. Параллельно с развернутыми индикаторными диаграммами могут быть записаны диаграммы работы ТА высокого давления и механизма газораспределения [9]. Такая информация поможет выявить неисправности топливного насоса высокого давления, форсунок или клапанов конкретного цилиндра, т.е. действительно решить задачу пост- или предремонтной диагностики дизеля. В процессе эксплуатации эта информация поможет осуществить оптимальную настройку жизненно важных узлов, равномерно распределить механические и тепловые нагрузки между цилиндрами, снизить общий уровень теплонапряженности дизеля, увеличить резерв мощности и снизить удельный расход топлива. Понятно, что равномерное распределение тепловых и механических напряженностей способствует безаварийной работе дизеля и продлению его моторесурса.

Литература

1. New Volvo Penta TAMD165 - a versatile marine diesel with low emission levels [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.volvopenta.com/volvopenta/global>. – 15.10.2014.
2. ISO 2954-1975. Механическая вибрация машин с возвратно-поступательным движением [Текст]. – Введ. 01.07.1975. – М. : Изд-во стандартов, 2004. – 7 с.
3. Исследование возможности вибродиагностики среднеоборотных дизель-генераторов [Текст] / Е. Б. Зигельман, Д. Ф. Скворцов, И. А. Лоцинин //

Известия высших учебных заведений. – 2013. – № 6. – С. 42-48.

4. *Vibrodiagnostics equipment example* [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.pruftechnik.com>. – 15.10.2014.

5. Solomatin, S. J. *Foundations of technical diagnostics* [Text] / S. J. Solomatin. – Odessa : ONMU, 2007. – P. 80-86.

6. Ganeriwala, Suri. *Review of Techniques for Bearings & Gearbox Diagnostics* [Text] / Suri Ganeriwala // IMAC Conference. Jacksonville FL. – 2010. 3-10 Feb. – P. 140-148.

7. Анализ метода устранения "утечки" спектра при диагностике систем турбонаддува судовых дизелей [Текст] / Р. А. Варбанец, Ю. Н. Кучеренко, А. И. Головань, Н. И. Александровская // Искусственный интеллект. – 2013. – № 4(62). – С. 289-295.

8. Варбанец, Р. А. Мониторинг частотных параметров судового дизеля с турбонаддувом [Текст] / Р. А. Варбанец, Ю. М. Кучеренко, А. И. Головань // Вестн. астраханского гос. технического ун-та. Сер.: Морская техника и технология". – 2013. – № 1. – С. 103-110.

9. Varbanets, R. A. *Analyze of marine diesel engine performance* [Text] / R. A. Varbanets, A. Karian-skiy // Journal of Polish CIMAC. Energetic Aspects. – Gdansk : Faculty of Ocean Engineering and Ship Technology Gdansk University of Technology. – 2012. – Vol. 7/1, – P. 269-275.

Поступила в редакцию 20.10.2014, рассмотрена на редколлегии 19.11.2014

Рецензент: д-р техн. наук, проф., зав. каф. СЭУ и ТЭ В. Г. Ивановский, Одесский национальный морской университет.

АНАЛІЗ МОЖЛИВОСТІ ВІБРОДІАГНОСТИКИ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ СУДНОВИХ ДИЗЕЛІВ

Р. А. Варбанець, Ю. М. Кучеренко, В. І. Кирнац

Аналізуються можливості вібродіагностування технічного стану судових дизелів. Наведено норми вібрації судових механізмів, згідно з міжнародними стандартами. Наведено частоти гармонік характерних для різних дефектів вузлів судових дизелів. Дано аналіз методам вібродіагностування, стосовно до поршневих машин. Показано, що рівень вібрації, що визначається середньоквадратичне значення віброшвидкості, характеризує загальний стан механізму. Конкретний дефект можна визначити, аналізуючи спектр вібрації. Для механізмів роторного типу дефект визначається з великою часткою ймовірності. Для поршневих машин більш інформативний метод параметричної діагностики робочого процесу, що передбачає запис і аналіз індикаторних діаграм робочих циліндрів. Паралельно з розгорнутими індикаторними діаграмами можуть бути записані діаграми роботи паливної апаратури високого тиску і механізму газорозподілу. Така інформація дозволяє виявити несправності насосів, форсунок і клапанів газорозподілу конкретного циліндра.

Ключові слова: судові дизелі, вібродіагностика, віброшвидкість, середньоквадратичне значення.

ANALYSIS OF THE POSSIBILITY OF VIBRO DIAGNOSTICS OF MARINE DIESEL ENGINES

R. A. Varbanets, Y. N. Kucherenko, V. I. Kyrnats

We analyze the possibility of vibration diagnostics of marine diesel engines technical condition. Given the rate of vibration of ship machinery, according to international standards. Given harmonic frequencies characteristic of different diesel engines defects. The analysis methods vibration diagnostics, with respect to piston machines. It is shown that the vibration level defined by root mean square vibration velocity, characterizes the general state of the mechanism. Specific defect can be defined-sharing, analyzing the spectrum of vibration. For rotary-type mechanisms defect is determined with high probability. The parametric diagnostic method is more informative for the piston engines. It is involving recording and analysis of the cylinders P(v) diagrams. In parallel with indicator diagrams can be recorded diagram of the high pressure fuel system and the valves timing. This information reveals the failure of pumps, nozzles and valves of a particular cylinder.

Keywords: marine diesel engines, vibration analysis, velocity, root mean square.

Варбанец Роман Анатольевич – д-р техн. наук, проф., зав. каф. «Судовые энергетические установки и техническая эксплуатация», Одесский национальный морской университет, Одесса, Украина, e-mail: roman.varbanets@gmail.com.

Кучеренко Юрий Николаевич – директор научно-производственной фирмы «Лептон», аспирант кафедры «Судовые энергетические установки и техническая эксплуатация», Одесский национальный морской университет, Одесса, Украина, e-mail: 100mat@bk.ru.

Кырнац Владислав Иванович – аспирант кафедры «Судовые энергетические установки и техническая эксплуатация», Одесский национальный морской университет, Одесса, Украина, e-mail: vladislavus1313@rambler.ru.