

УДК 621.43.041.6

DOI: 10.34029/2311-4061-2019-131-2-17-27

*Д-р техн. наук Варбанець Р. А.,
Д-р техн. наук Ивановский В. Г.,
Канд. техн. наук Кырнац В. И.,
Канд. техн. наук Ерыганов А. В.*

ДИАГНОСТИКА И ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИИ ТЕПЛОВОЗНЫХ ДИЗЕЛЕЙ K6S310DR

***Ключевые слова:** тепловозные дизели, эксплуатация и ремонт, параметрическая диагностика, топливная аппаратура, газораспределение, газотурбонагнетатель, виброакустический анализ.*

Введение

Эксплуатация тепловозов связана с частыми изменениями нагрузочных режимов. При этом работа среднеоборотных тепловозных дизелей возможна как в условиях резкой перегрузки, так и в условиях длительной работы на режимах малой мощности. В обоих случаях происходит неполное сгорание топлива, сопровождаемое характерными выбросами черного дыма. При резком повышении нагрузки и большой цикловой подаче топлива не хватает воздушного заряда и происходит неполное сгорание топлива с повышенным выделением сажи. На режиме малых нагрузок не хватает энергии выпускных газов для нормальной работы системы турбонаддува, и при низком давлении наддувочного воздуха также происходит неполное сгорание с повышенной эмиссией вредных веществ. Неполное сгорание связано с уменьшением мощности и значительным повышением удельного расхода топлива (до 35 % и выше [1]), а также предельно допустимых концентраций вредных веществ в выпускных газах: сажи, CO₂, NO_x и др. Кроме проблем, связанных с нарушениями экологических требований, результаты неполного сгорания в тепловозных дизелях вызывают особый дискомфорт в больших городах, т. к. железнодорожные вокзалы находятся, как правило, в их исторических центрах.

Указанные проблемы тепловозных дизелей, связанные с неполным сгоранием топлива, значительно усугубляются при накоплении эксплуатационных дефектов топливной аппаратуры (ТА), цилиндропоршневой группы (ЦПГ), механизма газораспределения (МГР) и системы газотурбонаддува (ГТН).

В процессе эксплуатации, особенно в условиях частых изменений нагрузок, число эксплуатационных дефектов увеличивается. Некритические и трудновыявляемые дефекты ТА, ЦПГ и МГР приводят к неравномерному распределению мощностей по цилиндрам, повышению общего уровня вибрации, существенному повышению удельного расхода топлива и еще большему выбросу сажи и вредных веществ на переходных режимах. При этом плановые ремонтные работы не всегда устраняют все имеющиеся на двигателе дефекты потому, что, во-первых, отсутствует детальная картина дефектов отдельных узлов перед ремонтом и, во-вторых, отсутствует параметрический контроль состояния ТА, ЦПГ и МГР после проведения ремонтных работ.

Постановка задачи

В практике эксплуатации и ремонта тепловозных дизелей (так же, как и морских) нередки случаи выпуска дизеля в эксплуатацию после ремонта с не до конца устранённым набором дефектов ТА, ЦПГ и МГР и достаточно большой (7–10 %) неравномерностью мощностей цилиндров [2]. Это происходит вследствие того, что отсутствует возможность детального контроля параметров рабочего процесса, топливоподачи и газораспределения. При этом в работах [1–3] показано, что классический анализ одних лишь только индикаторных диаграмм не дает полной диагностической картины состояния ЦПГ, ТА и МР.

Разные дефекты могут практически одинаково влиять на индикаторную диаграмму, поэтому даже опытный инженер может ошибаться в истинной причине неисправностей. Самый характерный пример тому – определенное по индикаторной диаграмме позднее сгорание или догорание топлива на линии расширения, сопровождаемое повышенной дымностью выпуска, снижением мощности и повышением температуры выпускных газов [1, 2]. Признаки такого дефекта следующие:

снижение уровня и отклонение фазы максимального давления сгорания P_z вправо от ВМТ на линию расширения; повышение давления в точке P_{exr} (36° поворота коленчатого вала (ПКВ) за ВМТ); смещение в сторону линии расширения фазы начала сгорания $\phi P_c'$; возможное снижение расчетного значения среднего индикаторного давления P_i (MIP). Такие признаки характерны, в первую очередь, для износа и снижения гидроплотности плунжерной пары. В то же время, смещение начала впрыска топлива из-за неправильной установки кулачной шайбы или положения топливного насоса высокого давления (ТНВД) дает такие же признаки при параметрическом анализе индикаторной диаграммы. Кроме того, ухудшение качества распыливания топлива вследствие разного рода дефектов форсунки также дает аналогичные признаки [1, 3].

Таким образом, актуальной является задача эффективной и достоверной диагностики технического состояния ТА, ЦПГ и МГР перед проведением ремонтных работ для точной детализации объема предстоящего ремонта. А также последующий контроль качества проведенных ремонтных работ, в результате которого могут быть выявлены оставшиеся не устраненные дефекты. После устранения дефектов необходимо равномерно распределить нагрузку между цилиндрами двигателя, что должно производиться выравниванием средних индикаторных давлений P_i (MIP) при допустимых отклонениях P_z , давлений в конце сжатия P_c и температур выпускных газов T_{exh} .

Целью исследования является точное и детальное определение картины дефектов основных узлов дизеля перед ремонтом и контроль качества проведенных ремонтных работ с помощью комплексной параметрической диагностики рабочего процесса дизеля [4, 5].

Применяемые в настоящее время системы диагностирования среднеоборотных дизелей (*Kuma, Premet, Malin, Autronica*) используют аппаратную синхронизацию данных [1, 3]. Это осложняет процесс диагностирования, т. к. необходима установка и настройка фазового датчика на маховике двигателя перед диагностированием. Процедура установки фазового датчика связана с выводом дизеля из эксплуатации и требует временных и ма-

териальных затрат. Кроме того, крутильные колебания, выборка микролюфтов кривошипно-шатунного механизма и разного рода искажения сигнала в канале индикаторного крана увеличивают погрешность аппаратной синхронизации.

Применяемые в системах *Maridis* технологии параллельного анализа сверхвысокочастотных ультразвуковых полей топливной аппаратуры и механизма газораспределения позволяет определять факт наличия протечек, но при этом не дает точной картины дефектов ТА и МГР [6]. При этом очевидно, что перед ремонтом двигателей необходимо знать фактические фазы топливоподачи и характер работы топливной аппаратуры, а также фактические фазы газораспределения и возможную асинхронность в работе клапанов. Подобные дефекты не точно проявляются при анализе ультразвуковых диаграмм в системах *Maridis*. Кроме того, протечки в рабочем цилиндре могут быть определены по снижению уровня P_c , а протечки в топливной аппаратуре высокого давления приводят к однозначным и характерным искажениям индикаторных диаграмм [1, 2].

Решение задачи детальной пред- и постремонтной диагностики тепловозных дизелей K6S310DR, как и других среднеоборотных дизелей с индикаторными кранами, связано с технологиями мониторинга рабочего процесса, примененными в системах DEPAS [1–4]. В этих системах параллельно с индикаторной диаграммой анализируются вибродиаграммы, записанные в определенных точках на узлах ТА, МГР и ЦПГ [3]. Для синхронизации данных используются расчетные методы определения ВМТ цилиндра, с погрешностью менее 0.5° ПКВ [1], что исключает необходимость предварительной подготовки двигателя и делает процесс диагностирования быстрым и эффективным в условиях проведения реостатных испытаний [2].

Сотрудниками кафедры «Судовых энергетических установок и технической эксплуатации (СЭУ и ТЭ)» Одесского национального морского университета (ОНМУ) были проведены испытания тепловозных дизелей с помощью разработанной системы DEPAS D4.0HT, которые показали высокую информативность и преимущества применяемых в системе методов диагностирования [2, 5].

Индицирование и параметрическая диагностика дизелей K6S310DR маневровых тепловозов ЧМЭЗ №№ 7037, 4993, 3615, 2997, 3107 и других производилось на станции реостатных испытаний локомотивного депо № 1 Одесса-Сортировочная, Одесской железной дороги (рис. 1). По требованию локо-

мотивной службы дороги индицирование производилось дважды: до и после плановых ремонтных работ. При необходимости, если после ремонта выявлялись критические замечания, циклы ремонт-индицирование повторялись.



Рис. 1 - Индицирование дизеля тепловоза ЧМЭЗ на станции реостатных испытаний в локомотивном депо № 1, Одесса-Сортировочная

Дизель марки K6S310DR, установленный на тепловозах ЧМЭЗ, работает как дизель-генератор. Тепловоз приводится в движение с помощью электродвигателей, которые получают электропитание от этого генератора. Дизель K6S310DR – рядный шестицилиндровый с рабочим объёмом 163 л, с турбонаддувом и промежуточным охлаждением наддувочного воздуха [7, 8] (рис. 2). На диагностируемых тепловозах дизели были модернизированы так, что при частоте вращения 775 мин⁻¹ они развивали мощность 1100 кВт [2]. На холостом ходу частота вращения коленчатого вала составляла 350 мин⁻¹. Поршень выполнен с камерой сгорания, его диаметр – 310 мм, ход – 360 мм. В отчёте по выполненной НИР [2] указано, что удельный эффективный расход топлива этих дизелей снижен (!) до 225 г/(кВт·ч).

В настоящее время такая величина удельного расхода топлива не может выдер-

живать конкуренции с современными среднеоборотными дизелями основных фирм: Wärtsilä, Caterpillar, Deutz, MTU и др., которые заявляют величины удельного расхода топлива SFOC меньше 200 г/(кВт·ч). Например, СОД Wärtsilä 6L32 с системой топливоподачи Common rail при аналогичной частоте вращения – 775 мин⁻¹ и цилиндровой мощности 500 кВт (!) имеет удельный эффективный расход топлива SFOC = 176 г/(кВт·ч) [2]. В процессе эксплуатации, при ухудшении технического состояния дизеля K6S310DR, его мощность снижается, а удельный расход еще больше увеличивается, почти «достигая показателей» самых первых компрессорных дизелей Рудольфа Дизеля – 300 г/(кВт·ч). Не допускать такой ситуации и придерживаться, хотя бы приблизительно, паспортных значений мощности и расхода можно только путем поддержания нормального технического состояния дизеля, регулярного выявления и

устранения неисправностей, а также регулировки ТА и МГР с помощью мониторинга ра-

бочего процесса и параметрической диагностики.

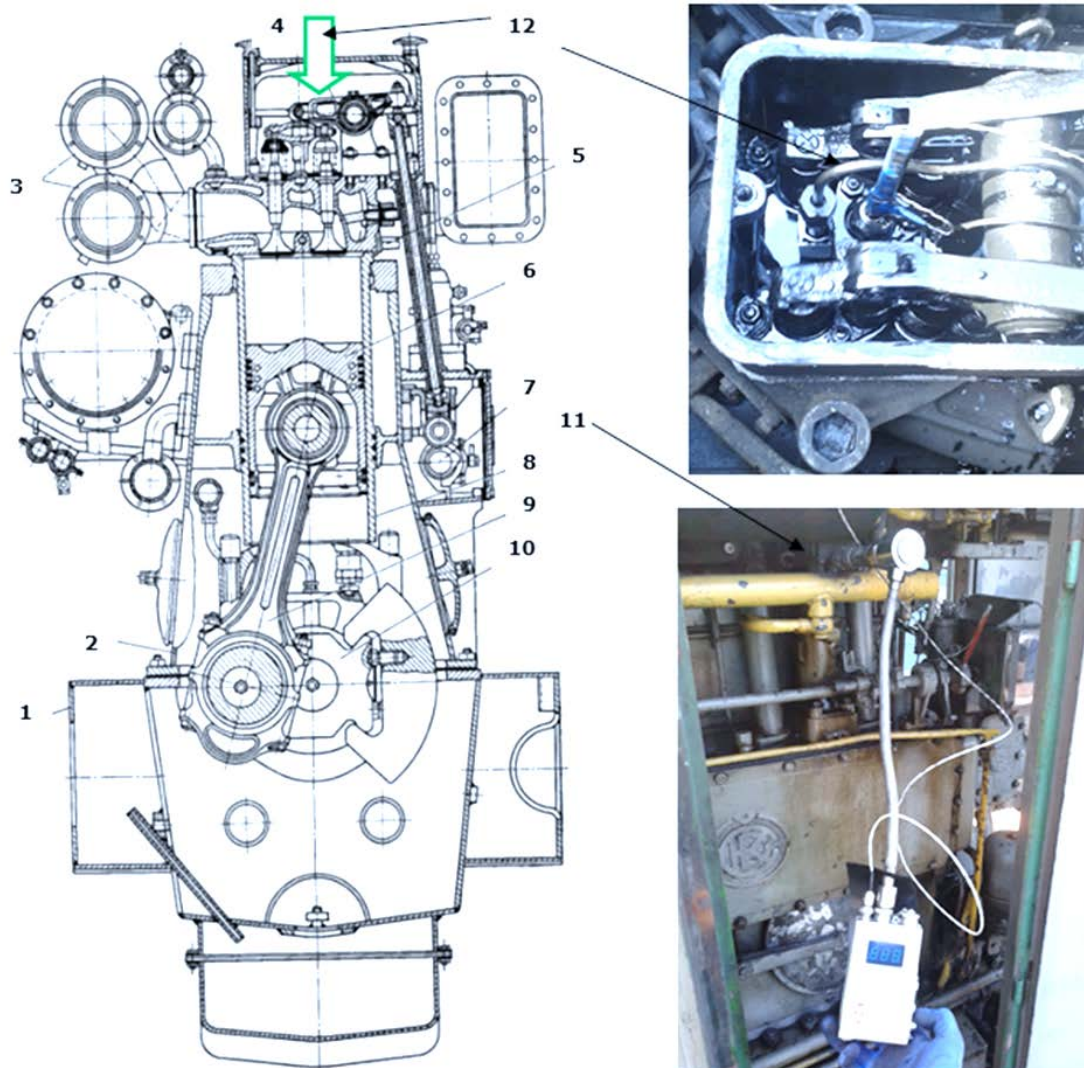


Рис. 2 - Сечение дизеля K6S310DR [1] и установка датчиков системы мониторинга:

- 1 – рама; 2 – блок; 3 – выпускные коллекторы; 4 – привод клапана; 5 – крышка цилиндра; 6 – поршень; 7 – распределительный вал; 8 – втулка цилиндра; 9 – шатун; 10 – коленчатый вал; 11 – система мониторинга D4.0H [3] с датчиком давления PS-20t на индикаторном кране; 12 – вибродатчик VS-20t установлен на торец форсунки (колпак крышки цилиндра снят)

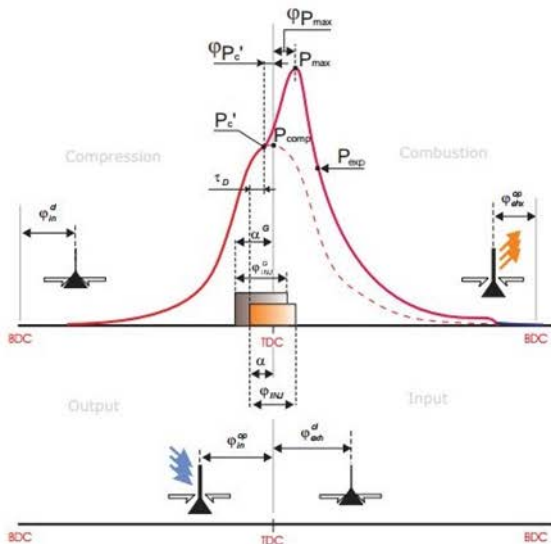
Проведение исследований системой DE-PAS на дизеле K6S310DR показало, что можно оперативно получить достоверную диагностическую информацию о техническом состоянии ТА и МГР. В условиях реостатных испытаний датчик давления (см. рис. 2, поз. 11) переносится с цилиндра на цилиндр, при этом выдерживается постоянная нагрузка дизеля (6, 7 или 8 позиция, т. е. больше 60 % от номинала). Вибродатчик VS-20t устанавливается на торец форсунки со стороны крышек цилиндров, при этом колпак крышки на индицируемом цилиндре снимается. При

снятом колпаке разбрызгивание масла незначительное, и установка датчика VS-20t с магнитной основой производится удобно, если использовать удлинитель корпуса датчика (см. рис. 2, поз. 12).

Система мониторинга DEPAS D4.0H [1, 3, 4] используется на судовых, железнодорожных и стационарных дизельных установках с 2005 года. За это время накоплен большой опыт эксплуатации, позволивший усовершенствовать и развить ее основные расчетные алгоритмы. Два основных характерных отличия системы, позволяющие производить

качественную и быструю параметрическую диагностику дизелей, следующие: 1) обеспечение параллельного анализа давления в цилиндре, топливopодачи и газораспределения; 2) использование расчетного алгоритма синхронизации данных.

Диагностические параметры рабочего процесса дизеля, определяемые системой,



□ Среднее индикаторное давление	$P_i \setminus \setminus MIP$
□ Индикаторная мощность цилиндра	$N_i \setminus \setminus P_i$
□ Частота вращения коленчатого вала	RPM
□ Максимальное давление сгорания в цилиндре	$P_z, P_z^{\min}, P_z^{\max}(\varphi P_z)$
	$\setminus \setminus P_{\max}, P_{\max}^{\min}, P_{\max}^{\max}(\varphi P_{\max})$
□ Максимальное давление сжатия	P_{comp}
□ Давление на линии расширения (36° после ВМТ)	P_{exp}
□ Максимальная скорость повышения давления	$v_m = \frac{\Delta p}{\Delta \varphi}$
□ Степень повышения давления	$\lambda = \frac{P_{\max}}{P_{comp}}$
□ Давление в начале сгорания	$p_c^*(\varphi P_c)$
<hr/>	
□ Действительные и геометрические фазы топливopодачи	$\alpha, \alpha^G, \varphi_{IN}, \varphi_{IN}^G$
□ Период и угол задержки самовоспламенения топлива	$\tau_D, \varphi \tau_D$
□ Фазы газораспределения	$\varphi_{in}^{op}, \varphi_{in}^{ds}, \varphi_{ohv}^{ds}, \varphi_{ohv}^{op}$
□ Анализ технического состояния ТА и МГР	
□ Давление в любой точке диаграммы	P_x

Рис. 3 - Параметры рабочего процесса дизеля, определяемые системой DEPAS D4.0H

Основным измерительным элементом систем является датчик давления газов в цилиндре дизеля PS-20m [3]. Его данные используются для расчета среднего индикаторного давления, индикаторной мощности цилиндра и определения основных параметров рабочего процесса. Вибродатчик VS-20m является вспомогательным датчиком системы [3]. Анализ виброимпульсов различных узлов топливной аппаратуры и цилиндропоршневой группы дизеля позволяет определять фазы топливopодачи и газораспределения, а также производить оценку технического состояния узла по формам его вибродиаграмм.

Среднее индикаторное давление рабочего цикла рассчитывается по дискретно записанной развернутой индикаторной диаграмме методом приращенных объемов. Шаг дискретизации $\Delta \varphi \leq 0.5^\circ$ поворота коленчатого вала определяется по формуле:

$$P_i = \frac{1}{V_S} \sum_{j=1}^m \frac{P_{j+1} + P_j}{2} (V_{j+1} - V_j),$$

где: m – количество участков разбиения индикаторной диаграммы.

Для каждого угла поворота φ_j коленчатого вала текущий объем цилиндра записывается в виде:

$$V_j = V_C + 0.5V_S \left[1 + \frac{1}{\lambda_{ii}} - \cos \varphi_j - \frac{1}{\lambda_{ii}} \sqrt{1 - (\lambda_{ii} \sin \varphi_j)^2} \right],$$

где: V_C – объем камеры сжатия;

$\lambda_{ii} = S / 2L_{III}$ – отношение радиуса мотыля коленчатого вала к длине шатуна между осями его подшипников.

Индикаторная мощность дизеля рассчитывается по формуле:

$$N_i = c_1 D^2 Snip_i,$$

где: n – частота вращения коленчатого вала двигателя, мин^{-1} ;

i – число цилиндров;

c_1 – коэффициент, учитывающий тактность дизеля и размерности входных величин, для приведения результатов к системе

МОДЕРНІЗАЦІЯ ТА РЕМОНТ

СИ ($c_1=6.55$ для 4-х тактних дизелів; $c_1=13.1$ для 2-х тактних дизелів).

Умовне визначення кута моменту початку самовоспалення палива:

$$\left(\frac{d^2 p}{d\varphi^2}\right)_{MAX} = \left(\frac{d^2 p}{d\varphi_{P_c}^2}\right)$$

Вторая производная $d^2 p / d\varphi^2$ рассчитывается для участка от $\varphi = \varphi_{0.5P_c}$ – середина участка сжатия, до $\varphi = \varphi_{P_{max}}$, с заданным шагом $\Delta\varphi$, по формуле численного дифференцирования.

Для практической оценки механической жесткости используется средняя скорость нарастания давления от угла начала сгорания топлива φ_{P_c} до угла максимального давления сгорания φ_{P_z} [5]:

$$\bar{v}_m = \frac{\Delta p}{\Delta\varphi},$$

где $\Delta p = p_z - p'_c$, $\Delta\varphi = \varphi_{P_z} - \varphi_{P'_c}$.

Другие параметры рабочего процесса, показанные на рис. 3, а также фазы топливопо-

дачи и газораспределения дизеля определяются с помощью методов, описанных в публикации [4, 5].

Результаты индицирования дизеля K6S310DR маневрового тепловоза ЧМЭЗ до и после ремонтных работ приведены на рис. 4. Во время первого индицирования были зафиксированы значительные различия температур выпускных газов между цилиндрами (более 50 °С). Индицирование показало неравномерность распределения мощностей цилиндров и максимальных давлений сгорания до 20 %, (см. рис. 4, а1).

На цилиндрах № 1, 2, 4 наблюдался дробный впрыск топлива. Кроме того, на цилиндрах № 1, 4 замена форсунок не привела сразу к исправлению ситуации, и дробный впрыск сохранился. Вибродиаграмма, записанная напротив отсечного окна ТНВД, имеет форму, характерную для случая сниженного давления топливоподачи в результате потери гидроплотности плунжерной пары (см. рис. 4, с). В этом случае наблюдается несколько виброимпульсов вместо двух – импульса начала подачи топлива и импульса отсечки.

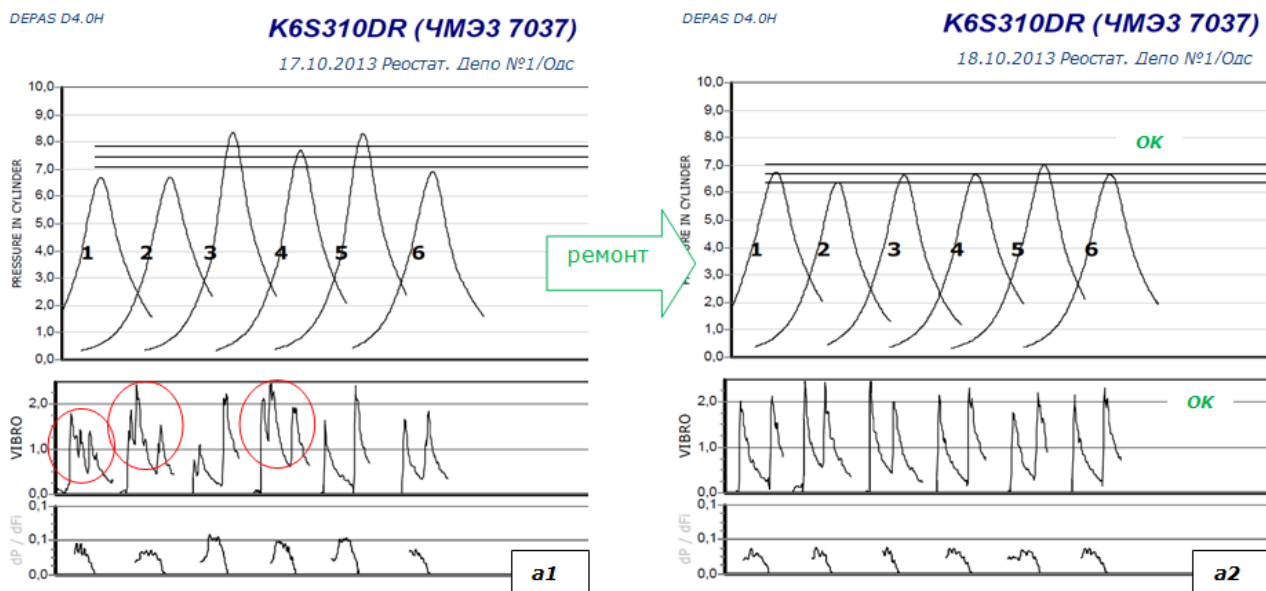


Рис. 4 - Индицирование дизеля K6S310DR на станции реостатных испытаний в локомотивном депо № 1, Одесса-Сортировочная:

а1) сводный отчет об индицировании дизеля до и а2) после ремонтных работ

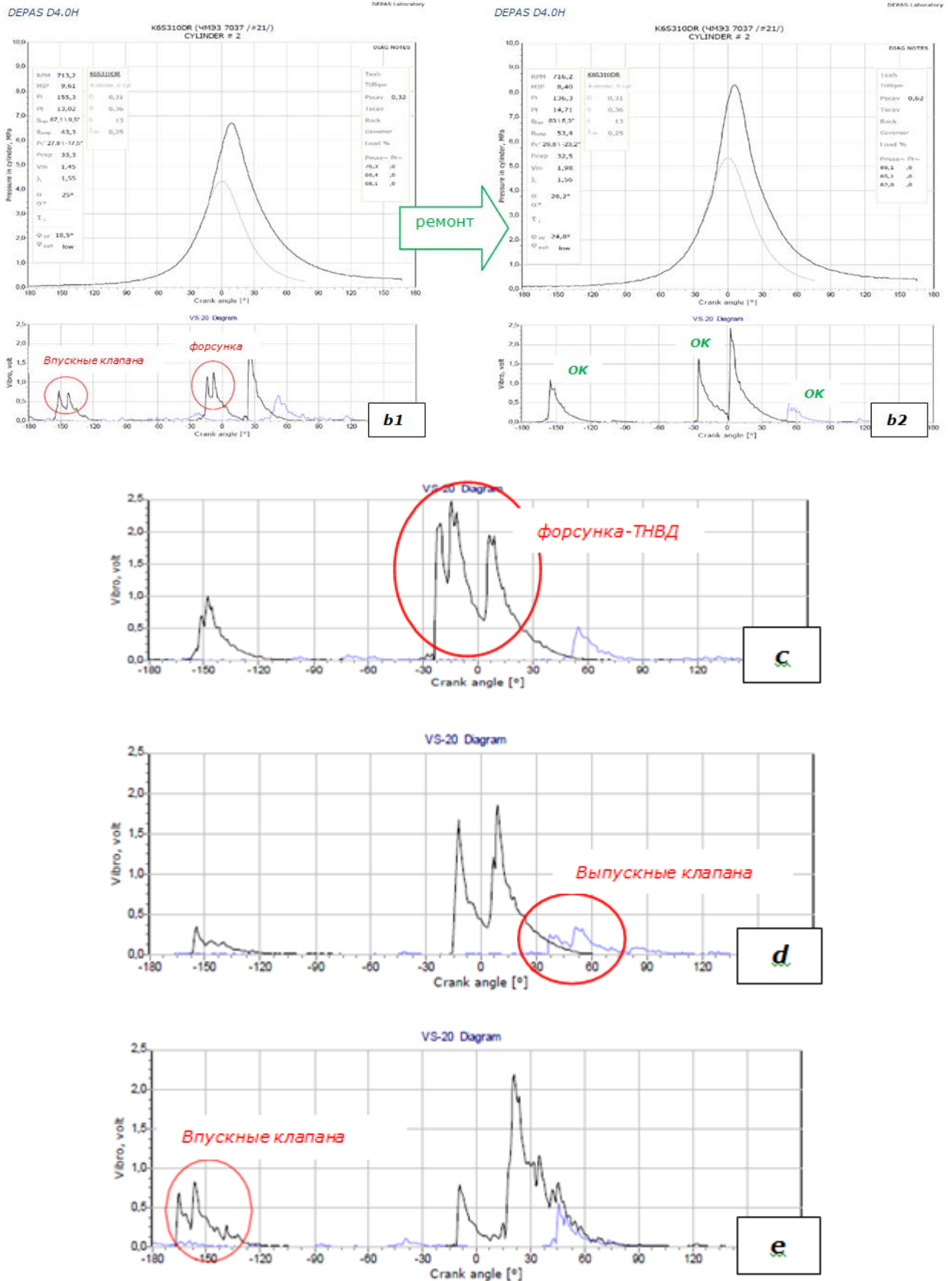


Рис. 4 (продолжение) - Индицирование дизеля K6S310DR на станции реостатных испытаний в локомотивном депо № 1, Одесса-Сортировочная:

- b1) развернутая индикаторная диаграмма цилиндра № 2 до и (b2) после ремонтных работ;
- c) пример неисправности ТА высокого давления;
- d) пример неисправности выпускных клапанов;
- e) пример неисправности впускных клапанов

С использованием полученных диагностических данных было проведено несколько циклов ремонтных работ, с последующим индицированием и выявлением оставшихся дефектов. После окончания ремонтных работ индицирование показало следующие результаты:

- уменьшена неравномерность распределения мощностей по цилиндрам до 3 % (рис. 4, a2);

- уменьшена неравномерность распределения максимальных давлений сгорания по цилиндрам до 3,5 %;

- уменьшена неравномерность распределения максимальных температур выпускных газов по цилиндрам до 5 %;

- вибродиаграммы впрыска, записанные с торца форсунок на всех цилиндрах, характерны для нормальной работы ТА высокого давления в целом (двухимпульсные диаграммы с четко выраженными передними фронтами – подъем и посадка иглы форсунки (см. рис. 4, b2).

- вибродиаграммы закрытий впускных и выпускных клапанов имеют вид, характерный для синхронной работы клапанов (один импульс), причем максимумы виброимпульсов показывают фазы закрытий, совпадающие с их паспортными значениями, (см. рис. 4, b2). Это характеризует нормальную установку тепловых зазоров и, в целом, нормальное техническое состояние привода МГР.

В случае однофазного впрыска, применяемого на дизелях *K6S310DR*, нормальная работа топливной аппаратуры высокого давления должна приводить, в конечном итоге, к подъему и посадке иглы в определенных заданных фазах, (см. рис. 4, b2). При этом подъем иглы форсунки должен происходить с определенным углом опережения до ВМТ для этого типа дизелей (т. е. выдерживаться фактический угол опережения впрыска). Любые изменения фаз подъема и посадки иглы форсунки (начала и окончания впрыска), а также многократные подрывы подъема иглы являются следствием комплексного дефекта топливной аппаратуры высокого давления в целом.

При четырехклапанной системе газораспределения наиболее характерный дефект – асинхронность работы клапанов – проявляется в виде двойного импульса или множественных импульсов вибродиаграммы, (см. рис. 4, b1, d, e). Отсутствие или искажение импульса на вибродиаграмме при закрытии клапанов тоже является признаком дефекта. Во всех этих случаях требуется контроль теплового зазора и профилактика механизма газораспределения. Формы вибро-

импульсов впускных и выпускных клапанов при нормальном техническом состоянии МГР показаны на рисунке 4, b2.

Система мониторинга D4.0H позволяет фиксировать перемещения иглы и, таким образом, контролировать работоспособность ТА высокого давления в целом. Параллельно с виброимпульсами форсунки при впрыске записываются и анализируются виброимпульсы, возникающие при посадке клапанов газораспределения, позволяя контролировать техническое состояние МГР.

Виброакустическая диагностика газотурбоагнетателя (ГТН)

Турбоагнетатели являются неотъемлемой частью большинства среднеоборотных дизелей. Современные турбоагнетатели обеспечивают высокое значение давления наддувочного воздуха (π_k до 5) и обеспечивают высокоэкономичную работу дизелей с низкой эмиссией окислов углерода и сажи в выпускных газах. Высокая экономичность современных среднеоборотных дизелей с реальным удельным эффективным расходом на уровне 170-180 г/кВт·ч обеспечивается, в частности, высоким давлением наддувочного воздуха. При снижении эффективности работы турбоагнетателя экономичность дизеля резко падает, а уровень эмиссии окислов углерода и сажи возрастает.

Во время эксплуатации дизелей при работе на режимах малых нагрузок происходит засорение выпускных коллекторов продуктами неполного сгорания. В результате этого меняется пропускная способность выпускных коллекторов и характер внутреннего течения газов перед лопатками рабочего колеса турбоагнетателя. При этом возможно появление пульсаций, что приводит к колебаниям ротора. Повышенный уровень колебаний ротора создает дополнительные нагрузки на подшипники турбоагнетателя и снижает их ресурс. В случае появления микродефектов подшипников турбоагнетателя уровень вибрации ротора еще больше увеличивается, что может привести к тяжелой аварии.

Периодический эксплуатационный контроль уровня вибрации ротора турбоагнетателя может предотвратить аварийную ситуацию. В результате экспериментов, проведенных специалистами кафедры СЭУ и ТЭ на среднеоборотных дизелях в лабораторных и эксплуатационных условиях, выяснилось, что лопатки компрессора турбоагнетателя генерируют виброакустические колебания (рис. 5, a), которые всегда присутствуют в спектре общей вибрации независимо от технического состояния турбоагнетателя. Спектральный анализ показал, что лопатки

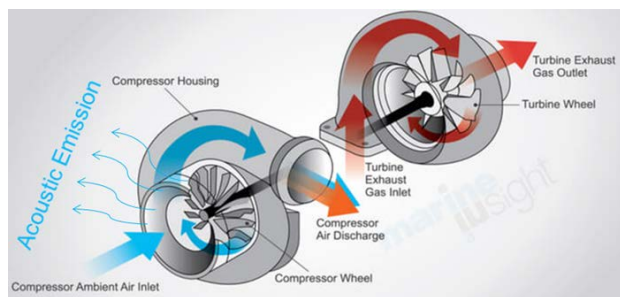
компрессора генерируют виброакустический сигнал с частотой, равной частоте вращения ротора турбоагнетателя, умноженной на количество воздушных лопаток компрессорного колеса:

$$v_b = n_b * RPM_{tur} / 60,$$

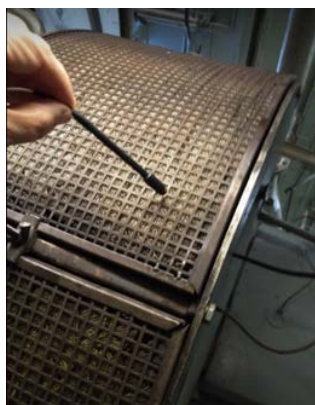
где: v_b – лопаточная частота компрессора турбоагнетателя, Гц;

n_b – количество воздушных лопаток компрессора;

RPM_{tur} – частота вращения ротора турбоагнетателя, $мин^{-1}$.



a)



b)

Рис. 5 - Виброакустическая диагностика ГТН: а) принцип возникновения виброакустических колебаний на лопатках компрессора ГТН; б) запись виброакустического сигнала с помощью широкополосного промышленного микрофона

На дизеле K6S310DR установлен газотурбоагнетатель типа PDH50V [7], представляющий собой объединенные в одном агрегате центробежный нагнетатель воздуха и аксиальную турбину. Используя энергию выпускных газов, турбина обеспечивает привод рабочего колеса нагнетателя. Колеса турбины и нагнетателя укреплены на общем валу и образуют ротор турбоагнетателя (см. рис. 5, а), опирающийся на быстроходные шариковые подшипники [8]. Для определения лопаточной частоты компрессора турбоагнетателя, последующего расчета частоты

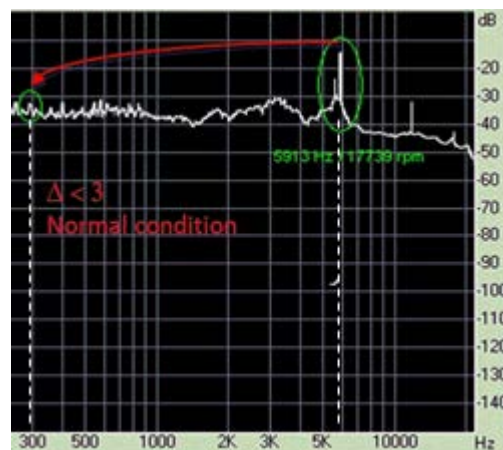
вращения и диагностики колебаний ротора турбоагнетателя использовался амплитудный спектр (рис. 6) виброакустических сигналов, записанных напротив воздушного фильтра компрессора. Запись производилась с помощью широкополосного промышленного микрофона с частотной полосой пропускания 10Гц – 20кГц (рис. 5, б).

Спектральный анализ вибрации газотурбоагнетателя

Анализ спектра, представленный на рисунке 6, позволяет с высокой точностью определить частоту вращения ротора ГТН, а также выполнять диагностику технического состояния ГТН по амплитуде гармоники на основной частоте вращения. В качестве анализируемых величин рассматриваются частоты и амплитуды отдельных гармоник.



a)



b)

Рис. 6 - Амплитудный спектр вибрации турбокомпрессора:

а) повышенный уровень вибрации ротора;

б) нормальный уровень вибрации ротора

Лопаточная частота компрессора данного типа ГТН находится ниже уровня 10 кГц и может быть определена путем анализа спектра (см. рис. 6, а, б) с максимальной погрешностью не более 5 Гц, что сводит максималь-

ную относительную погрешность определения частоты вращения ГТН до величины менее 1 %. Такая высокая точность определения частоты вращения ротора ГТН обеспечивается за счет устранения эффекта «DFT spectral leakage effect» [9], что используется в дальнейшем при диагностике колебаний ротора по амплитуде гармоники на основной частоте вращения (рис. 6, а, б).

Лопаточная гармоника определяется в спектре с помощью ограничений. Чтобы выделить ее среди кратных- и субгармоник определяем минимальную (*min*) и максимальную (*max*) возможную частоту лопаточной гармоники, используя паспортную частоту вращения ГТН, (см. рис. 6, а). Между ограничениями находится искомая лопаточная гармоника компрессора ГТН. Делим лопаточную частоту на количество лопаток компрессора и получаем основную частоту вращения ротора ГТН $v_{tur} = v_b / n_b$ и амплитуду соответствующей гармоники Δ (см. рис. 6, б). Устраняем «DFT spectral leakage effect» для основной гармоники Δ на частоте v_{tur} с помощью алгоритма, описанного в публикациях [4, 5, 10]. После восстановления амплитуды гармоники v_{tur} проводим ее анализ. Очевидно, что если имеет место значительное повышение амплитуды Δ на основной частоте вращения, то это свидетельствует о повышенной вибрации ротора.

Проведенные экспериментальные исследования на среднеоборотных дизелях Wartsila, Deutz, NVD и др. показали, что повышение амплитуды гармоники на основной частоте v_{tur} в 3 и более раза относительно среднего уровня соседних гармоник в амплитудном спектре характеризует опасный уровень вибрации ротора ГТН [5, 10].

В ситуации, показанной на рисунке 6, а амплитуда гармоники Δ значительно превышает средний уровень соседних гармоник, что характеризует опасный уровень вибрации ротора, что указывает на необходимость принятия срочных мер. В основном уровень вибрации ротора повышается при загрязнении газовойпускной проточной части дизеля и соплового аппарата ГТН. Это происходит, как правило, после длительной работы двигателя на режимах малых нагрузок. В случае обнаружения повышенного уровня вибрации, на ранней стадии достаточно провести профилактическую очистку проточной части

ГТН с помощью штатных мероприятий. Повышенный уровень вибрации ротора на основной частоте может быть следствием более серьезных дефектов: износа подшипников или повреждения лопаток рабочего колеса. В этом случае спектральный анализ показывает резкое увеличение амплитуды Δ , что служит сигналом к проведению срочных ремонтных работ.

На рисунке 6, б показан виброакустический спектр турбокомпрессора с незначительным повышением амплитуды основной гармоники Δ , что характеризует допустимый уровень вибрации ротора ГТН.

Выводы

Испытания дизелей K6S310DR показали, что перерасход топлива относительно паспортного значения в среднем до 7 % и выше возникает даже при не критическом снижении качества работы ТА и МГР и последующей разбалансировке распределения мощностей по цилиндрам. Практика эксплуатации показывает, что многие маневровые тепловозы длительное время эксплуатируются в таком состоянии. Очевидна необходимость поддержания нормального технического состояния основных узлов и систем дизеля, влияющих на качество его рабочего процесса.

Качество и эффективность ремонтных работ на тепловозных дизелях зависят от точности диагностической информации о характере дефектов и их локализации. Проведение обычной процедуры индицирования с анализом одних лишь только индикаторных диаграмм $p(\varphi)$ не дает подробного описания дефектов, особенно это касается дизельной топливной аппаратуры высокого давления. Применяемая в системе D4.0HT методика анализа вибродиаграмм отдельных узлов дизеля, параллельно с индикаторными диаграммами рабочего процесса, является наиболее информативной. Спектральный анализ виброакустических сигналов компрессора является эффективным методом контроля уровня колебаний ротора ГТН во время реостатных испытаний тепловоза.

Получение точной диагностической информации о техническом состоянии узлов (ЦПГ, ТА, МГР и ГТН) дизелей тепловозов позволяет повысить эффективность их ремонта, а также повысить контроль качества проведенных ремонтных работ. Разработан-

ные методы диагностического контроля способствуют снижению общего уровня вибрации дизелей, повышению их надёжности и безопасности во время эксплуатации, сокращению расхода топлива и повышению моторесурса. Рассмотренные методы диагностирования в целом способствуют повышению эффективности эксплуатации тепловозных дизелей.

Литература

1. Варбанец Р. А. Диагностический контроль рабочего процесса судовых дизелей в эксплуатации [Текст]: дисс. докт. техн. наук: 05.05.03: защищена 06.05.2010: утв. 17.12.2010 / Роман Анатольевич Варбанец – Одесса: Одесская национальная морская академия, 2010. – 314 с.

2. Разработка и внедрение методов параметрической диагностики дизелей тепловозов для снижения расходов на топливо и ремонт [Текст]: Отчет по хоздоговорной работе № 07/13 / Одесский национальный морской университет; рук. Ивановский В. Г.; исполн.: Варбанец Р. А., Кырнац В. И. – Одесса, ОНМУ, 2013. – 125 с.– № ГР 07/13 от 20.07.2013р.

3. Varbanets R. Analyse of marine diesel engine performance [Текст] / R. Varbanets, A. Karianskiy // Journal of Polish CIMAC. Energetic Aspects. – Gdansk: Faculty of Ocean Engineering and Ship Technology Gdansk University of Technology, 2012. – Vol. 7, No. 1., pp. 269 – 275.

4. Varbanets R. Improvement of Diagnosing Methods of the Diesel Engine Functioning under Operating Conditions [Текст] / R. Varbanets, S. Karianskiy, S. Rudenko, I. Gritsuk et al. // SAE Technical Paper. – 2017. – 2017-01-2218.

5. Кырнац В. И. Комплексна експлуатаційна параметрична діагностика робочого процесу транспортних дизелів [Текст]: дисс. канд. техн. наук: 05.22.20: захищена 23.02.2018 / Владислав Іванович Кырнац. – Одеса: Одеський національний морський університет, 2018. – 143 с.

6. Marprime system: much more than an all-in-one cylinder pressure indicator [электрон. ресурс]. – Режим доступа: <https://www.maridis.de/en/>.

7. Раков В. А. Локомотивы отечественных железных дорог, 1956 – 1975 [Текст] / В. А. Раков. – М.: Транспорт, 1999. – 443 с. – ISBN 5-277-02012-8.

8. Маневровые тепловозы [электрон. ресурс]. – Режим доступа: <http://myswitcher.ru/4me3/index.html>.

9. Mitra, Sanjit K. Handbook for Digital Signal Processing [Текст] / Sanjit K. Mitra, James F. Kaiser. – NY, John Wiley & Sons, 1993.

10. Варбанец Р. А. Мониторинг частотных параметров судового дизеля с турбонаддувом [Текст] / Р. А. Варбанец, А. И. Головань, Ю. Н. Кучеренко // Вестник Астраханского государственного технического университета. Серия: Морская техника и технология. – 2013. № 1 (февраль). – с. 103 – 110.

СВЕДЕИЯ О АВТОРАХ

Варбанец Роман Анатольевич,

д.т.н., профессор, заведующий кафедрой "Судовые энергетические установки и техническая эксплуатация" (СЭУ и ТЭ), научный руководитель лаборатории "Мониторинг судовых двигателей внутреннего сгорания" Одесского национального морского университета, консультант по математике IMES GmbH. Ул. Мечникова,34, Одесса, 65029, Украина. Тел.: +38 048 728 31 19. E-mail: roman.varbanets@gmail.com. ORCID iD: 0000-0001-6730-0380.

Ивановский Валерий Георгиевич,

д.т.н., профессор, профессор кафедры СЭУ и ТЭ Одесского национального морского университета. Ул. Мечникова,34, Одесса, 65029, Украина. Тел.: +38 048 728 31 19. E-mail: roman@osmu.odessa.ua.

Кырнац Владислав Иванович,

к.т.н., доцент, доцент кафедры СЭУ и ТЭ Одесского национального морского университета. Ул. Мечникова,34, Одесса, 65029, Украина. Тел.: +38 048 728 31 19. E-mail: kirnacsvlad@gmail.com. ORCID iD: 0000-0002-8308-7994.

Ерыганов Алексей Валериевич,

к.т.н., доцент, доцент кафедры СЭУ и ТЭ Одесского национального морского университета. Ул. Мечникова,34, Одесса, 65029, Украина. Тел.: +38 048 728 31 19. ORCID iD: 0000-0002-9736-3662.