

СУДНОВІ ЕНЕРГЕТИЧНІ УСТАНОВКИ ТА ТЕХНІЧНА ЕКСПЛУАТАЦІЯ

УДК 621.43.041.6

DOI: 10.33082/td.2019.1-4.01

ДИАГНОСТИКА И ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РЕМОНТА И ЭКСПЛУАТАЦИИ ТЕПЛОВОЗНЫХ ДИЗЕЛЕЙ

Р.А. Варбанец¹, В.Г. Ивановский², В.И. Кырнац³, А.В. Ерыганов⁴

¹ д.т.н., зав. кафедрой «Судовые энергетические установки и техническая эксплуатация»,
Одесский национальный морской университет, Одесса, Украина,
ORCID ID: 0000-0001-6730-0380, roman.varbanets@gmail.com

² д.т.н., профессор кафедры «Судовые энергетические установки
и техническая эксплуатация»,
Одесский национальный морской университет, Одесса, Украина, roman@osmi.odessa.ua

³ к.т.н., доцент кафедры «Судовые энергетические установки
и техническая эксплуатация»,
Одесский национальный морской университет, Одесса, Украина,
ORCID ID: 0000-0002-8308-7994, kirnacsvlad@gmail.com

⁴ к.т.н., доцент кафедры «Судовые энергетические установки
и техническая эксплуатация»,
Одесский национальный морской университет, Одесса, Украина,
ORCID ID: 0000-0002-9736-3662, a.yeryganov@gmail.com

Аннотация

Введение. В практике эксплуатации и ремонта тепловозных дизелей нередко случаи выпуска дизеля в эксплуатацию после ремонта с не до конца устранённым набором дефектов топливной аппаратуры высокого давления, цилиндропоршневой группы и механизма газораспределения и достаточно большой неравномерностью распределения мощностей по цилиндрам. Известно, что в процессе эксплуатации, особенно в условиях частых изменений нагрузок, число эксплуатационных дефектов увеличивается. Трудно выявляемые дефекты топливной аппаратуры, цилиндропоршневой группы и механизма газораспределения приводят к неравномерному распределению мощностей по цилиндрам, повышению общего уровня вибрации, существенно 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 топливной аппаратуры высокого давления, цилиндропоршневой группы и механизма газораспределения после проведения ремонтных работ. **Цель.** Актуальной является задача эффективной и достоверной диагностики технического состояния узлов двигателя перед проведением ремонтных работ для точной детализации объёма предстоящего ремонта. А также последующий контроль качества проведенных ремонтных работ, в

результате которого могут быть выявлены оставшиеся не устранённые дефекты. После устранения дефектов необходимо равномерно распределить нагрузку между цилиндрами, 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} . **Результаты.** Исследования рабочего процесса, проведенные сотрудниками кафедры СЭУ и ТЭ Одесского национального морского университета, показали, что во время реостатных испытаний дизелей K6S310DR можно оперативно получать достоверную диагностическую информацию. Это производится с помощью параллельного анализа индикаторных диаграмм и вибродиаграмм топливной аппаратуры высокого давления, цилиндропоршневой группы и механизма газораспределения дизеля. Спектральный анализ виброакустических сигналов газотурбонагнетателя и аналитический метод устранения эффекта утечки мощности в дискретном спектре позволяет осуществлять оперативную диагностику уровня колебаний ротора газотурбонагнетателя. **Выводы.** Указанные методы, реализованные в системе DEPAS, разработанной специалистами Одесского национального морского университета, могут быть эффективно применены в практике эксплуатации тепловозных дизелей.

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

УДК 621.43.041.6

ДІАГНОСТИКА І ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РЕМОНТУ І ЕКСПЛУАТАЦІЇ ТЕПЛОВИЗНИХ ДИЗЕЛІВ

Р.А. Варбанец¹, В.Г. Ивановский², В.И. Кырнац³, А.В. Ерыганов⁴

¹ д.т.н., зав. кафедрою «Суднові енергетичні установки та технічна експлуатація»,
Одеський національний морський університет, Одеса, Україна,
ORCID ID: 0000-0001-6730-0380, roman.varbanets@gmail.com

² д.т.н., професор кафедри «Суднові енергетичні установки та технічна експлуатація»,
Одеський національний морський університет, Одеса, Україна, roman@osmi.odessa.ua

³ к.т.н., доцент кафедри «Суднові енергетичні установки та технічна експлуатація»,
Одеський національний морський університет, Одеса, Україна,
ORCID ID: 0000-0002-8308-7994, kirnacsvlad@gmail.com

⁴ к.т.н., доцент кафедри «Суднові енергетичні установки та технічна експлуатація»,
Одеський національний морський університет, Одеса, Україна,
ORCID ID: 0000-0002-9736-3662, a.yeryganov@gmail.com

Анотація

Вступ. У практиці експлуатації і ремонту тепловозних дизелів можливі випадки виходу дизеля в експлуатацію після ремонту з не до кінця усунутим набором дефектів паливної апаратури високого тиску, циліндропоршнєвої групи і механізму газорозподілу і досить великою нерівномірністю розподілу потужностей по циліндрах. Відомо, що в процесі експлуатації, особливо в умовах частих змін навантажень, число експлуатаційних дефектів збільшується. Неочевидні недоліки паливної апаратури, циліндропоршнєвої групи і механізму газорозподілу при-

зводять до нерівномірного розподілу потужностей по циліндрах, підвищенню рівня вібрації, суттєвого підвищення питомої витрати палива і ще більшого викиду сажі і шкідливих речовин на перехідних режимах. При цьому планові ремонтні роботи не завжди усувають всі наявні на двигуні дефекти тому, що, по-перше, відсутня детальна картина дефектів окремих вузлів перед ремонтом і, по-друге, відсутній параметричний контроль стану паливної апаратури високого тиску, циліндропоршневої групи і механізму газорозподілу після проведення ремонтних робіт. **Мета.** Актуальною є задача ефективної і достовірної діагностики технічного стану вузлів двигуна перед проведенням ремонтних робіт для точної деталізації обсягу майбутнього ремонту. А також подальший контроль якості проведених ремонтних робіт, в результаті якого можуть бути виявлені ще не усунуті дефекти. Після усунення дефектів необхідно рівномірно розподілити навантаження між циліндрами, що має проводитися вирівнюванням середніх індикаторних тисків P_i (MIP) при допустимих відхиленнях P_z , тисків в кінці стиснення P_c і температур випускних газів T_{exh} . **Результати.** Дослідження робочого процесу, проведені співробітниками кафедри СЕУ і ТЕ Одеського національного морського університету, показали, що під час реостатних випробувань дизелів K6S310DR можлива оперативна діагностика двигуна. Це робиться за допомогою паралельного аналізу індикаторних діаграм і вібродіаграм паливної апаратури високого тиску, циліндропоршневої групи і механізму газорозподілу дизеля. Спектральний аналіз віброакустичних сигналів газотурбонагнітача і аналітичний метод усунення ефекту витoku потужності в дискретному спектрі дозволяє здійснювати оперативну діагностику рівня коливань ротора газотурбонагнітача. **Висновки.** Зазначені методи, реалізовані в системі DEPAS, розробленої фахівцями Одеського національного морського університету, можуть бути ефективно застосовані в практиці експлуатації тепловозних дизелів.

Ключові слова: тепловозні дизелі, експлуатація і ремонт, параметрична діагностика, паливна апаратура, газорозподіл, газотурбонагнітач, віброакустичний аналіз.

UDC 621.43.041.6

DIESEL ENGINES DIAGNOSIS AND IMPROVEMENT OF REPAIR AND OPERATION

R. Varbanets¹, V. Ivanovsky², V. Kyrnats³, A. Eryganov⁴

¹ DSc, Head of the Department „Marine Power Plants and Technical Operation”,
Odessa National Maritime University, Odessa, Ukraine,
ORCID ID: 0000-0001-6730-0380, roman.varbanets@gmail.com

² DSc, Associate Professor of the Department „Marine Power Plants and Technical Operation”,
Odessa National Maritime University, Odessa, Ukraine, roman@osmu.odessa.ua

³ PhD, Associate Professor of the Department „Marine Power Plants and Technical Operation”,
Odessa National Maritime University, Odessa, Ukraine,
ORCID ID: 0000-0002-8308-7994, kirnacsvlad@gmail.com

⁴ PhD, Associate Professor of the Department „Marine Power Plants and Technical Operation”,
Odessa National Maritime University, Odessa, Ukraine,
ORCID ID: 0000-0002-9736-3662, a.yeryganov@gmail.com

Abstract

Introduction. In the practice of operating and repairing locomotive diesel engines there are cases when a diesel engine is put into operation after repair works with a set of defects of the high-pressure fuel equipment, the cylinder-piston group and the valve timing gear; and rather large uneven distribution of power over the cylinders which has not been fully remedied. It is known that during operation, especially in conditions of frequent load changes, the number of operational defects increases. Hard-to-detect defects in the fuel equipment, the cylinder-piston group and the valve timing gear lead to an uneven distribution of power over the cylinders, an increase in the overall level vibration, a significant increase in specific fuel consumption and an even greater soot emission and hazardous substances during transient conditions. Moreover, routine maintenance work does not always eliminate all defects on the engine, because, firstly, there is no detailed picture of the defects of the individual components before the repairs and, secondly, there is no parametric testing of the condition of the high-pressure fuel equipment, the cylinder-piston group and the valve timing gear after repair work. **Purpose.** The task of the effective and reliable diagnostics of the technical condition of the engine components before carrying out repair work to accurately detail the scope of the upcoming repair is crucial as well as the subsequent quality control of the repairs, as a result of which the remaining unresolved defects can be identified. After eliminating defects, it is necessary to evenly distribute the load between the cylinders, which should be done by balancing the mean indicated pressure P_i (MIP) with the permissible pressure deviations P_z at the end of compression P_c and exhaust gas temperatures T_{exh} . **Results.** The research of the working process undertaken by the staff of the Department of Ship Power Plants and Technical Maintenance of Odessa National Maritime University showed that during rheostat tests of K6S310DR diesel engines it is possible to promptly obtain reliable diagnostic information. This is done by using parallel analysis of the pressure-volume diagrams and vibration records of the high-pressure fuel equipment, the cylinder-piston group and the valve timing gear. The spectral analysis of vibroacoustic signals of the gas turbocharger and the analytical method for eliminating the effect of power leakage in the discrete spectrum allows for on-line diagnostics of the oscillation level of the gas turbocharger rotor. **Conclusions.** These methods, implemented in the DEPAS system developed by the specialists of Odessa National Maritime University, can be effectively used in practice of operating locomotive diesel engines.

Key words: diesel engines, operation and repair, parametric diagnostics, fuel equipment, gas distribution, gas turbine, vibro-acoustic analysis.

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 сгора-

ние 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, CO_2 , 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 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 трудно выявляемые 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_{exp} (36° поворота коленчатого вала (ПКВ) за ВМТ); смещение в сторону линии расширения фазы начала сгорания $\varphi_{Pc'}$, возможное снижение расчетного значения среднего индикаторного давления P_i (МIP). 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, 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 материальных 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 фактически фазы топливоподачи и характер работы топливной аппаратуры, а также фактически 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 $0,5^\circ$ 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 др. производилось на станции реостатных испытаний локомотивного депо № 1 Одесса-Сортировочная Одесской железной дороги (рис. 1). По требованию локомотивной 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.

Источник: Собственная разработка

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 модернизированы так, что при частоте вращения 775 мин^{-1} развивали мощность 1100 кВт [2]. На холостом ходу частота вращения – 350 мин^{-1} . Поршень выполнен с камерой сгорания, его диаметр – 310 мм, ход – 360 мм. В [2] указано, что удельный эффективный расход топлива этих дизелей снижен (!) до $225 \text{ г/(кВт}\cdot\text{ч)}$.

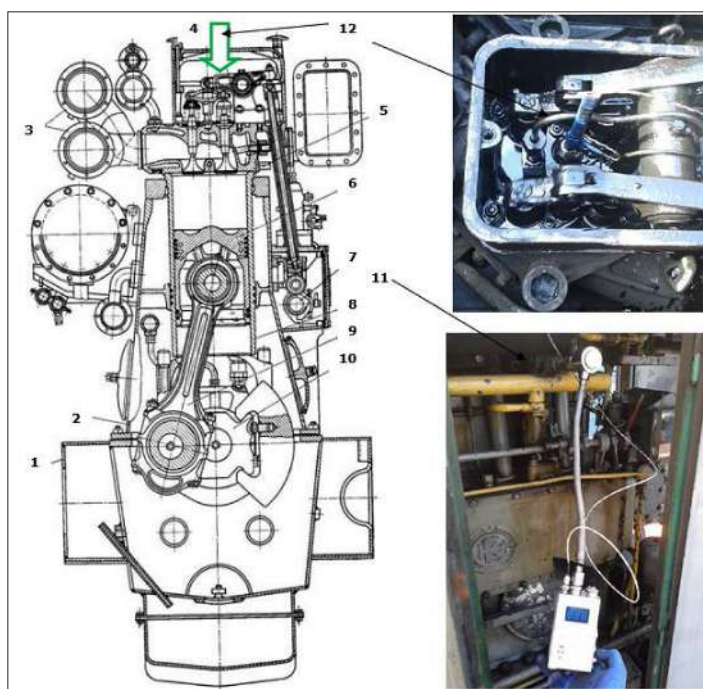


Рис. 2. Дизель K6S310DR [1]:

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]. Датчик давления PS-20m на индикаторном кране; 12 – вибродатчик VS-20m установлен на торец форсунки, колпак крышки цилиндра снят.

В настоящее время такая величина удельного расхода топлива не может выдерживать 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 рабочего процесса и параметрической диагностики.

Проведение исследований системой DEPAS 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, 11) переносится с цилиндра на цилиндр, при этом выдерживается

постоянная нагрузка (6, 7 или 8 ступень, т. е. больше 60 % от номинала). Вибродатчик VS-20m устанавливается на торец форсунки со стороны крышек цилиндров, при этом колпак на индицируемом цилиндре снят. При снятом колпаке разбрызгивание масла незначительное, и установка датчика VS-20m с магнитной основой производится удобно, если использовать удлинитель корпуса датчика, см. рис. 2 (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, позволяющих производить качественную и быструю параметрическую диагностику дизелей: 1) параллельный анализ давления в цилиндре, топливоподдачи и газораспределения; 2) использование расчетного алгоритма синхронизации данных.

Диагностические параметры рабочего процесса дизеля, определяемые системой, приведены на рис. 3. Они определяются по трем информационным каналам: давлению газов в цилиндре в течение рабочего цикла, вибродиаграмме процесса впрыскивания топлива и вибродиаграмме работы клапанов газораспределения.

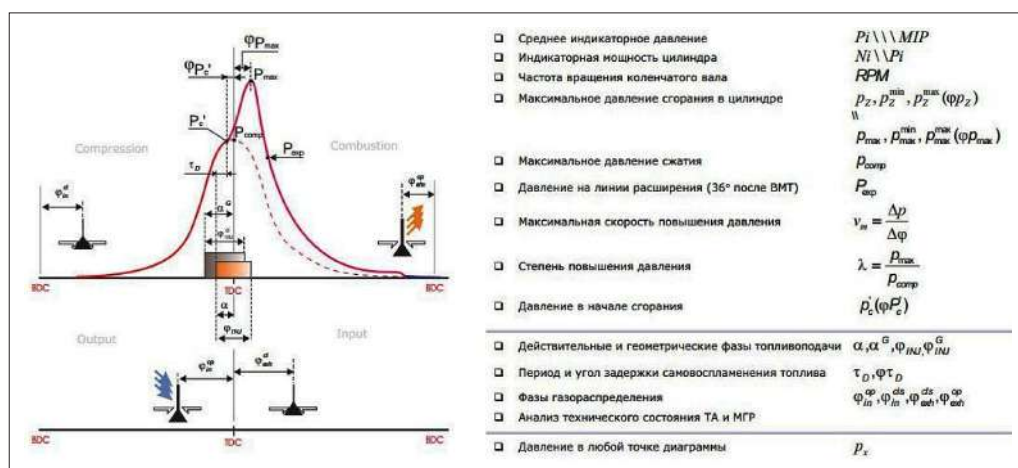


Рис. 3. Параметры рабочего процесса дизеля, определяемые системой DEPAS D4.0H. Источник: [1]

Основным измерительным элементом систем является датчик давления газов в цилиндре дизеля PS-20m [3]. 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 топливоподдачи и газораспределения, а также производить оценку технического состояния по формам 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:

$$p_i = \frac{1}{V_s} \sum_{j=1}^m \frac{p_{j+1} + p_j}{2} (V_{j+1} - V_j),$$

где m – количество участков разбиения индикаторной диаграммы.

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

$$V_j = V_c + 0,5V_s \left[1 + \frac{1}{\lambda_{ш}} - \cos \varphi_j - \frac{1}{\lambda_{ш}} \sqrt{1 - (\lambda_{ш} \sin \varphi_j)^2} \right],$$

где V_c – объем камеры сжатия;

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

Индикаторная мощность дизеля рассчитывается по формуле

$$N_i = c_1 D^2 S n i p_i,$$

где n – частота вращения КВ двигателя, мин⁻¹;

i – число цилиндров;

c_1 – коэффициент, учитывающий тактность дизеля и размерности входных величин для приведения результата к системе СИ ($c_1 = 6,55$ для 4-х тактных дизелей; $c_1 = 13,1$ для 2-х тактных дизелей).

Условие определения угла момента начала самовоспламенения топлива:

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

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 φ_{pc}' до угла максимального давления сгорания φ_{pz} [5]:

$$\bar{v}_m = \frac{\Delta p}{\Delta\varphi}, \text{ где } \Delta p = p_z - p_c', \Delta\varphi = \varphi_{pz} - \varphi_{pc}'.$$

Другие параметры рабочего процесса, показанные на рис. 3, а также фазы топливоподачи и газораспределения определяются с помощью методов, описанных в [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 мощностей цилиндров и максимальных давлений сгорания до 20 %, рис. 4, а1.

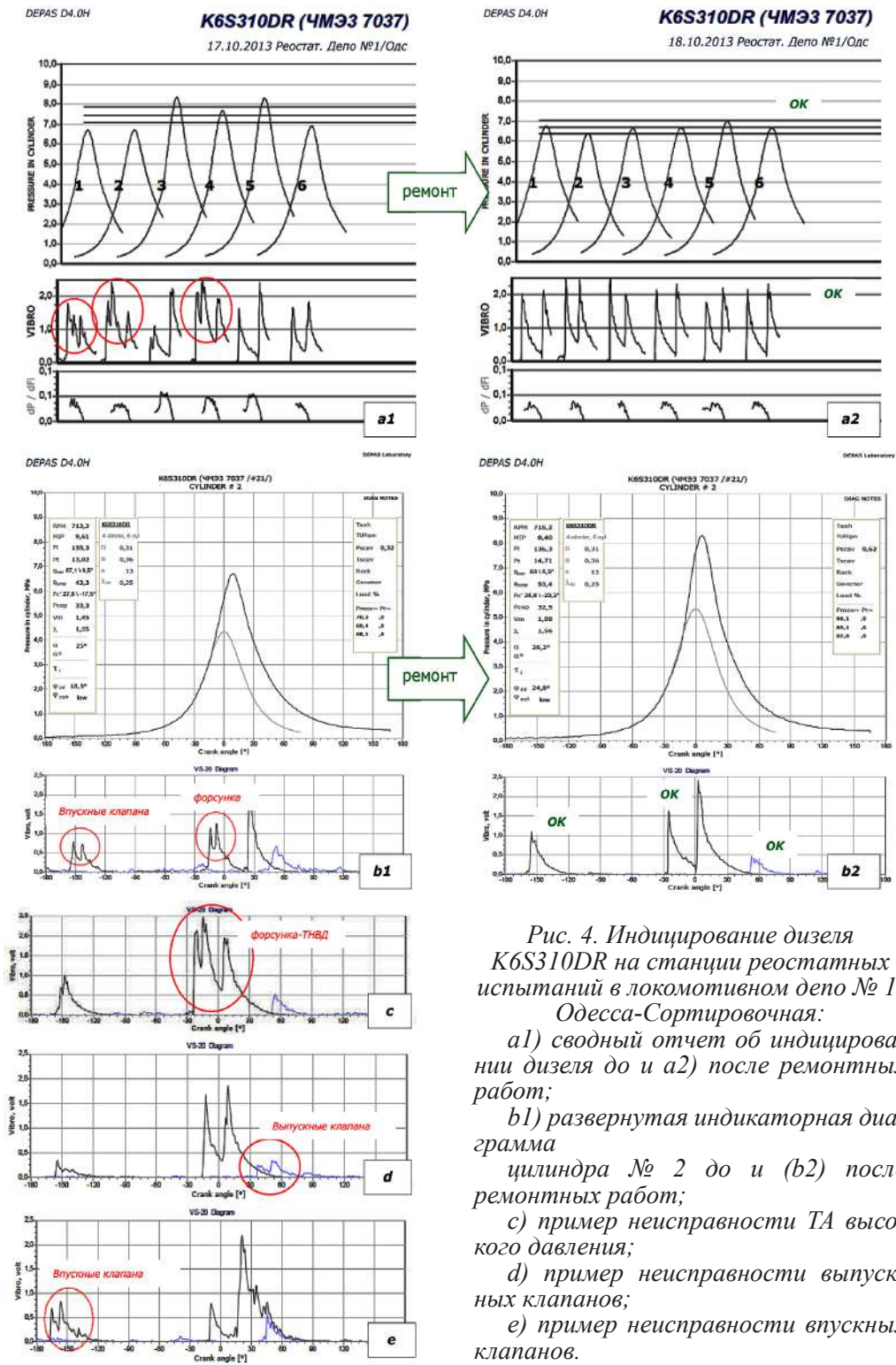


Рис. 4. Индицирование дизеля K6S310DR на станции реостатных испытаний в локомотивном депо № 1, Одесса-Сортировочная:
 а1) сводный отчет об индицировании дизеля до и а2) после ремонтных работ;
 б1) развернутая индикаторная диаграмма цилиндра № 2 до и (б2) после ремонтных работ;
 с) пример неисправности ТА высокого давления;
 д) пример неисправности выпускных клапанов;
 е) пример неисправности впускных клапанов.

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.

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, 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, 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 (начала и окончания впрыска), а также многократные подрывы 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, 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 виброимпульсов впускных и выпускных клапанов при нормальном техническом состоянии МГР показаны на рис. 4, b2.

Система 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

вибромпульсы, возникающие при посадке клапанов газораспределения, позволяя контролировать техническое состояние МГР.

Виброакустическая диагностика газотурбонагнетателя (ГТН)

Турбонагнетатели являются неотъемлемой частью большинства среднеоборотных дизелей. Современные турбонагнетатели обеспечивают высокое значение давления наддувочного воздуха (π_k до 5) и обеспечивают высокоэкономичную работу дизелей с низкой эмиссией окислов углерода и сажи. 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 турбонагнетателя 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 турбонагнетателя. При этом возможно появление пульсаций, что приводит к колебаниям ротора. Повышенный уровень колебаний ротора создает дополнительные нагрузки на подшипники турбонагнетателя и снижает их ресурс. В случае появления микродефектов подшипников турбонагнетателя уровень вибрации ротора еще больше увеличивается, что может привести к тяжелой аварии.

Периодический эксплуатационный контроль уровня вибрации ротора турбонагнетателя 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 турбонагнетателя генерируют виброакустические колебания (рис. 5, а), которые всегда присутствуют в спектре общей вибрации независимо от технического состояния турбонагнетателя. Спектральный анализ показал, что лопатки компрессора генерируют виброакустический сигнал с частотой, равной частоте вращения ротора турбонагнетателя, умноженной на количество воздушных лопаток компрессорного колеса:

$$v_b = n_b \cdot RPM_{tur} / 60,$$

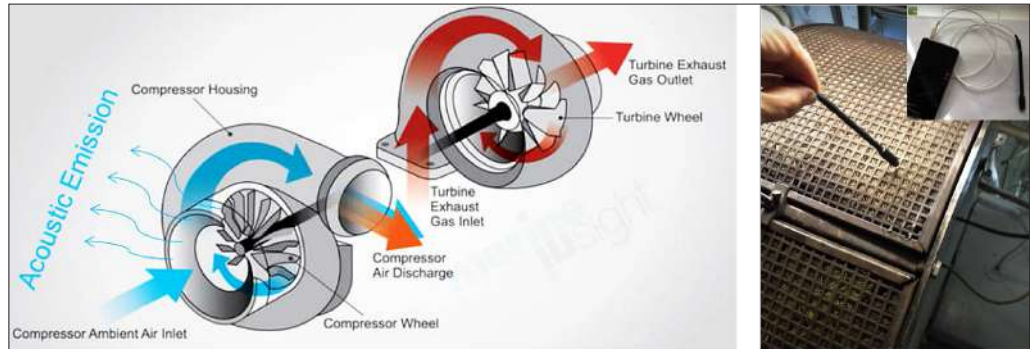
где v_b – лопаточная частота компрессора турбонагнетателя, Гц;

n_b – количество воздушных лопаток компрессора;

RPM_{tur} – частота вращения ротора турбонагнетателя, мин⁻¹.

На дизеле *K6S3I0DR* установлен газотурбонагнетатель 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 турбонагнетателя (рис. 5, а), опирающийся на быстроходные шариковые подшипники [8]. Для определения лопаточной частоты компрессора турбонагнетателя, последующего расчета частоты вращения и диагностики колебаний ротора турбонагнетателя использовался амплитудный спектр

(рис. 6) віброакустических сигналів, записаних напроти повітряного фільтра компресора. Запис вироблялась з допомогою широкополосного промислового мікрофона з частотною полосой пропускання 10Гц – 20кГц (рис. 5, б).



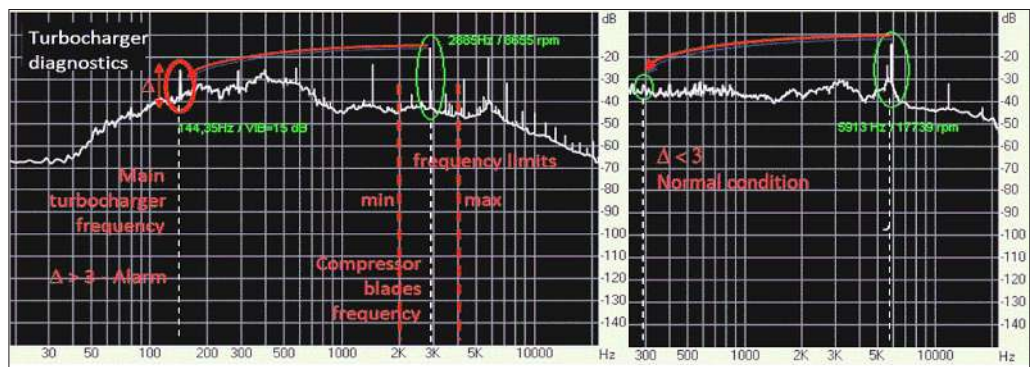
a)

b)

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

Спектральный анализ вибрации газотурбонагнетателя

Анализ спектра (рис. 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. Источник: Собственная разработка

Лопаточная частота компрессора данного типа ГТН находится ниже уровня 10 кГц и может быть определена путем анализа спектра (рис. 6, а, б) с максимальной погрешностью не более 5 Гц, что сводит максимальную относительную погрешность определения частоты вращения ГТН до величины менее 1 %. Такая высокая точность опреде-

ления 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 гармонику определяем 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, 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 (рис. 6, б). Устраняем «DFT spectral leakage effect» для основной гармоники Δ на частоте v_{tur} с помощью алгоритма, описанного в [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 рис. 6, а, амплитуда гармоники Δ значительно превышает средний уровень соседних гармоник, что характеризует опасный уровень вибрации ротора и 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 рис. 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 мощностей цилиндров. 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 и локализации дефектов. Проведение

обычной процедуры индцирования 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 дизелей тепловозов (ЦПГ, ТА, МГР и ГТН) позволяет повысить эффективность их ремонта, а также повысить контроль качества проведенных ремонтных работ. Разработанные 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 способствует повышению эффективности эксплуатации тепловозных дизелей.

ЛИТЕРАТУРА

1. Варбанец Р. А. Диагностический контроль рабочего процесса судовых дизелей в эксплуатации: дисс. ... докт. техн. наук: 05.05.03. Одесская национальная морская академия. Одесса, 2010. 314 с.
2. Ивановский В. Г., Варбанец Р. А., Кырнац В. И. Разработка и внедрение методов параметрической диагностики дизелей тепловозов для снижения расходов на топливо и ремонт: Отчет по хозяйственной работе № 07/13. Одесса: ОНМУ, 2013. 125 с.
3. Varbanets R., Karianskiy A. Analyse of marine diesel engine performance. *Journal of Polish CIMAC. Energetic Aspects*. 2012. № 7(1). pp. 269–275.
4. Varbanets R., Karianskiy S., Rudenko S., Gritsuk I. Improvement of Diagnosing Methods of the Diesel Engine Functioning under Operating Conditions. *SAE Technical Paper*. 2017. 2017-01-2218.
5. Кырнац В. И. Комплексна експлуатаційна параметрична діагностика робочого процесу транспортних дизелів: дис. ... канд. техн. наук: 05.22.20: Одеський національний морський університет, Одеса, 2018. 143 с.
6. Marprime system: much more than an all-in-one cylinder pressure indicator. URL: <https://www.maridis.de/en/> (дата звернення 01.10.2019).
7. Локомотивы отечественных железных дорог, 1956 – 1975 / В. А. Раков. Москва: Транспорт, 1999. 443 с.
8. Маневровые тепловозы. URL: <http://myswitcher.ru/4me3/index.html> (дата звернення 01.10.2019).
9. Handbook for Digital Signal Processing / Sanjit K. Mitra, James F. Kaiser. New York: John Wiley & Sons, 1993.
10. Варбанец Р. А., Головань А. И., Кучеренко Ю. Н. Мониторинг частотных параметров судового дизеля с турбонаддувом. *Вестник Астраханского государственного технического университета. Серия: Морская техника и технология*. 2013. № 1. с. 103–110.

REFERENCES

1. Varbanets, R. A. (2010). *Diagnostic monitoring of marine diesel engine working process during operation* (Doctoral dissertation) [Diagnosticheskii kontrol' rabocheho protsessa sudovykh dizelei v ekspluatatsii]. Odessa, 314 p. [in Russian].
2. Ivanovskiy, V. G., Varbanets, R. A., & Kyrnats, V. I. (2013). *Development and implementing of parametric diagnosis methods for diesel locomotive engines as a way of decreasing fuel and repair costs* (report № 07/13) [Razrabotka i vnedrenie metodov parametricheskoy diagnostiki dizeley teplovozov dlya snizheniya raskhodov na toplivo i remont. Otchet po khozdogovornoy rabote]. Odessa: Odessa National Maritime University. 125 p. [in Russian].
3. Varbanets, R., & Karianskiy, A. (2012). Analyse of marine diesel engine performance. *Journal of Polish CIMAC. Energetic Aspects*. 7(1), 269–275.
4. Varbanets, R., Karianskiy, S., Rudenko, S., & Gritsuk I. (2017). Improvement of Diagnosing Methods of the Diesel Engine Functioning under Operating Conditions. *SAE Technical Paper, 2017-01-2218*.
5. Kirnats, V. I. (2018). *Complex operational parametrical diagnostics of the working process of transport diesel engines* (Doctoral dissertation) [Kompleksna ekspluatatsiyna parametrichna diagnostika robochogo protsesu transportnykh dizeliv]. Odessa National Maritime University, Odessa. 143 p. [in Ukraine].
6. Marprime system: much more than an all-in-one cylinder pressure indicator. Retrieved from <https://www.maridis.de/en/>.
7. Rakov, V. A. (1999). *Locomotives of native railways, 1956–1975* [Lokomotivy otechestvennykh zheleznykh dorog, 1956 – 1975]. Moscow: Transport. 443 p. [in Russian].
8. Diesel-locomotive shunters [Manevrovye teplovozy]. Retrieved from <http://myswitcher.ru/4me3/index.html> [in Russian].
9. Sanjit K. Mitra, & James F. Kaiser (1993). *Handbook for Digital Signal Processing*. NY: John Wiley & Sons.
10. Varbanets, R., Golovan, A., & Kucherenko, Y. (2013). Monitoring of the frequency characteristics of marine turbo diesel engines [Monitoring chastotnykh parametrov sudovogo dizelya s turbonadduvom]. *Bulletin of the Astrakhan State Technical University. Series: Marine Engineering & Technologies, 1*, 103–110 [in Russian].