

УДК 621.431.74

Р.А. ВАРБАНЕЦ<sup>1</sup>, Ю.Н. КУЧЕРЕНКО<sup>2</sup>, А.И. ГОЛОВАНЬ<sup>3</sup><sup>1</sup>Одесский национальный морской университет, Одесса, Украина<sup>2</sup>Научно-производственная фирма «Лептон», Одесса, Украина<sup>3</sup>Одесская национальная морская академия, Одесса, Украина

## ПАРАМЕТРИЧЕСКАЯ ДИАГНОСТИКА СУДОВОЙ ДИЗЕЛЬНОЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКИ В ЭКСПЛУАТАЦИИ

Приведены данные теплотехнических испытаний главного двигателя MAN B&W 6L80MCE балкера типа "кейсайз". На основном эксплуатационном режиме проведена параметрическая диагностика технического состояния цилиндропоршневой группы, топливной аппаратуры и механизма газораспределения. Анализ индикаторных показателей рабочего процесса производился с помощью системы диагностирования D4.0H. Для определения эффективных показателей и механического КПД была применена система на базе беспроводных датчиков, установленных на гребном валу, регистрирующих частотные характеристики вращения и работающих в режиме MESH-сети. Для дополнительной оценки эффективных показателей и для определения параметров турбонаддува использовались методы спектрального анализа. С помощью представленных в статье методов удалось рассчитать частоты вращения турбоагрегатов на всех эксплуатационных режимах, в том числе и для дизельгенераторов, на которых тахометры турбин были не предусмотрены.

**Ключевые слова:** судовые дизели, параметры рабочего процесса, теплотехнические испытания, спектральный анализ.

### Введение

Главная цель послеремонтных испытаний судовых дизелей – проверка основных рабочих параметров, качества ремонта, оценка мощности и расхода топлива на основном эксплуатационном режиме. Такие испытания были проведены для главного двигателя балкера «кейсайз»(dwt 200т.т) 6L80MCE. В целом испытания показали соответствие эксплуатационных параметров сдатовым, представленным фирмой MAN B&W.

Однако при этом был выявлен ряд недостатков – последствий ремонта двигателя. Анализ индикаторных параметров рабочего процесса [1 – 3] помог выявить неисправности в работе газораспределительного механизма первого цилиндра, износ втулок на двух цилиндрах и некоторые проблемы в работе топливной аппаратуры высокого давления. Анализ эффективных показателей [2] позволил оценить величину механического КПД и показать его соответствие заявленной характеристике на основном нагрузочном режиме. Расчет частот вращения турбоагрегатов производился с помощью методов спектрального анализа. Для уточнения частотных характеристик решалась задача устранения эффекта «размытия» дискретного спектра, при этом использовалось аналитическое решение этой задачи в альтернативу широко распространенным, уменьшаю-

щим погрешность, методам применения окон [4]. Анализ спектров сигналов ГТН позволил диагностировать неисправности в системе турбонаддува дизельгенераторов при том, что тахометры турбин на них были не предусмотрены. Указанная методика была распространена также на асинхронные насосы. В отличие от распространенных методов вибрационного анализа [5] авторами был использован спектральный анализ акустических сигналов механизмов СЭУ в частотном диапазоне от 150 Гц до 7 кГц.

В статье представлены методы проведения теплотехнических испытаний судовой дизельной энергетической установки, которые позволяют эффективно, в течение короткого перехода судна, определять основные неисправности, помогать в их устранении, повышать эффективность эксплуатации и уточнять расход топлива и масла на основных эксплуатационных режимах.

### 1. Определение параметров рабочего процесса

С помощью системы компьютерной диагностики судовых дизелей D4.0H [3] для выбранного эксплуатационного режима могут быть определены следующие индикаторные параметры рабочего процесса (обратной чертой разделены отечественные и зарубежные названия параметров):

- среднее индикаторное давление  $P_i \setminus \setminus MIP$  ;
- индикаторная мощность цилиндра  $N_i \setminus \setminus P_i$  ;
- частота вращения коленчатого вала  $n \setminus \setminus RPM$  ;
- 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  $P_{exp} (P_{36}^{\circ})$  ;
- максимальная скорость повышения давления  

$$v_m = \frac{\Delta p}{\Delta \varphi}$$
 ;
- степень повышения давления  

$$\lambda = \frac{P_{\max}}{P_{comp}}$$
 ;
- давление и угол начала сгорания;  

$$P_c' (\varphi P_c')$$
 ;
- действительные и геометрические фазы топливоподачи  $\alpha, \alpha^G, \varphi_{INJ}, \varphi_{INJ}^G$  ;
- период и угол задержки самовоспламенения топлива  $\tau_D, \varphi \tau_D$  ;
- фазы газораспределения  

$$\varphi_{in}^{op}, \varphi_{in}^{cls}, \varphi_{exh}^{cls}, \varphi_{exh}^{op}$$
 ;
- давление в любой точке диаграммы  $p_x$  ;

Сравнительный анализ указанных параметров позволяет определить дефекты ЦПГ, ТА и МГР, а также степень неравномерности нагрузки по цилиндрам. Метод снижения разбаланса механических и тепловых напряжений между цилиндрами двигателя очевиден: устранение дефектов, корректировка фаз топливоподачи и газораспределения и затем, - равномерное распределение цикловых подач топлива по цилиндрам.

На рис. 1 представлены развернутые индикаторные диаграммы рабочих процессов в цилиндрах 1 и 5 на долевом эксплуатационном режиме 6L80MCE.

Повышенное давление конца сжатия ( $P_{comp}$ ) в цил. 1 является следствием неисправности механизма привода выпускного клапана. Привод выпускных клапанов 6L80MCE – гидropневматический (открытие – гидравлика, закрытие – пневмопружина). В результате дефекта механизма, закрытие клапана происходит раньше почти на 20 °ПКВ (см. рис. 1, а), при этом значительно увеличивается действительная степень сжатия. На вибродиаграмме 1, а импульс от закрытия клапана показан на 110 °ПКВ, а на нормально работающем МГР 5-го цилиндра, соответственно 90 °ПКВ до ВМТ. Работа выпускного клапана сопровождалась нехарактерным повышенным стуком. В данном случае требуется ревизия гидравлического привода выпускного клапана цил. 1.

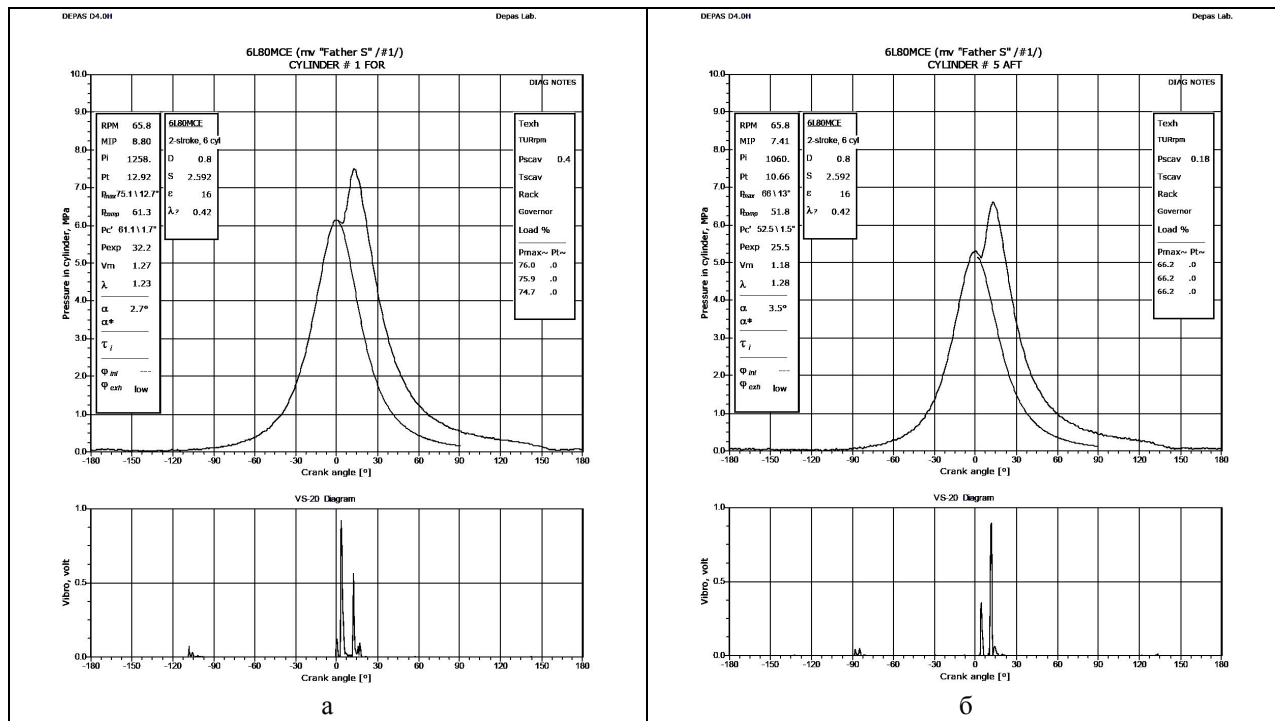


Рис. 1. Сравнение рабочих процессов цил. 1 (а) и цил. 5 (б) двигателя 6L80MCE на долевом режиме

Максимальное давление сжатия цил.5 (рис.1,в) снижено на 3% относительно паспортного значения для данного долевого режима. Это свидетельствует

о неплотности прилегания новых компрессионных колец к старой втулке, имеющей износ (во время ремонта производилась замена только колец). В

процессе эксплуатации необходимо контролировать параметры рабочего процесса цил.5, и особенно  $P_{comp}$ . Если после приработки деталей ЦПГ не произойдет выравнивание  $P_{comp}$  до отклонения от среднего на величину  $<2\%$  необходима ревизия и замена цилиндровой втулки.

Все фазы нормальной работы форсунки (закрытие клапана циркуляции топлива, подъем иглы, впрыск, посадка иглы и открытие клапана циркуляции) показаны на рис. 1, а. Отсутствие импульсов клапана циркуляции топлива на рис. 1, в свидетельствует о возможном нарушении в его работе и необходимости контроля температуры форсунки во время эксплуатации. Четкие фронты импульсов подъема и посадки иглы форсунки на рис. 1, а, в свидетельствуют о нормальном давлении впрыскивания и состоянии топливной аппаратуры высокого давления.

Запись индикаторных диаграмм и определение параметров рабочего процесса на долевых и номинальном режимах позволила построить винтовые характеристики двигателя (рис. 2, зависимость параметров рабочего процесса от частоты вращения коленчатого вала с прямой передачей на винт фиксированного шага ВФШ). Изменение  $P_z/P_{max}$  на режимах свыше 75% характеризует работу ВТ системы управления топливоподачей.

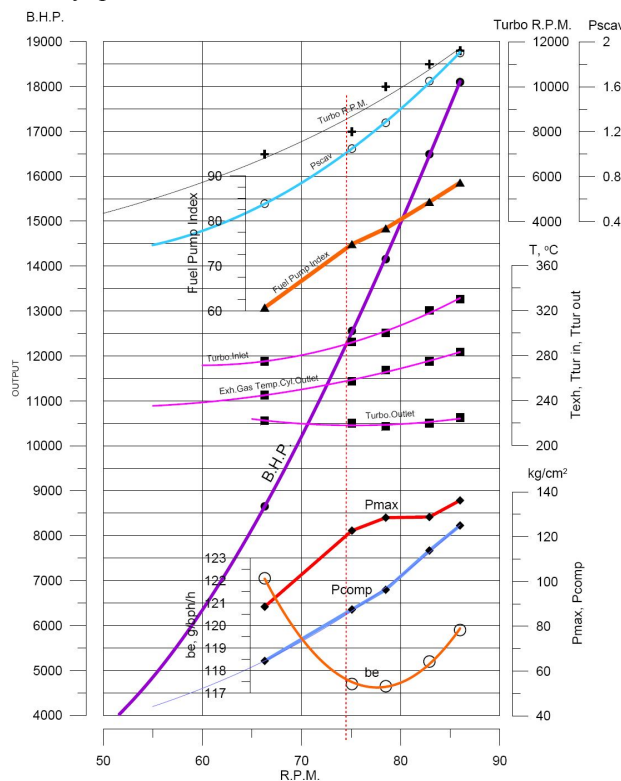


Рис. 2. Данные испытаний 6L80MCE по винтовой характеристике

На долевых режимах (до 25%) и на режимах близких к номинальным (75 – 80%) начинается из-

менение углов опережения в сторону опоздания. На режимах свыше 75% это делается для того, чтобы  $P_z/P_{max}$  не превысила заданной фирмой величины (в данном случае 130 бар), что наиболее вероятно связано с ограничениями механических нагрузок при столь значительных размерах цилиндра ( $D = 80$  см). Ход поршня двигателя 6L80MCE составляет  $S = 2.592$  м. и фактическое открытие выпускного клапана происходит на 135 °ПКВ за ВМТ. За счет большой длины линии расширения происходит более полный отбор энергии у рабочих газов (индикаторный КПД более 51%) и значительное падение температуры выпускных газов. Температура выпускных газов на всех режимах не превышала 280 °C. Основной эксплуатационный режим отмечен на рис. 2 пунктирной линией.

Индикаторная и эффективная мощности изменяются по винтовой характеристике в кубической зависимости от оборотов двигателя. В данном случае  $N_e$  э.л.с. равна:

$$N_e = ((a \cdot n + b) \cdot n + c) \cdot n + d ;$$

где  $n$  – частота вращения КВ двигателя,  $мин^{-1}$ ;  
 $a, b, c, d$  – коэффициенты:  
 $d = 19335.96$ ;  
 $c = -950.27$ ;  
 $b = 15.33$ ;  
 $a = -0.051745$ ;

Кривая давления в конце сжатия описывается экспоненциальной зависимостью:

$$P_{comp} = k_1 e^{k_2 \cdot n} ,$$

где  $n$  – частота вращения КВ двигателя,  $мин^{-1}$ ;  
 $k_1, k_2$  – коэффициенты:  
 $k_1 = 6.9243$ ;  
 $k_2 = 0.033676$ ;

## 2. Определение эффективных показателей

Анализ основных типов главных малооборотных дизелей МАН В&W позволил сформулировать общую двухпараметрическую зависимость удельного эффективного расхода топлива в зависимости от мощности и частоты вращения вала двигателя:

$$b_e = f(n, N_e);$$

$$b_e = k * 20.7 * \exp((n_{nom} - n) / n_{nom}) + A + (B + (C + (D + Fn)n)n);$$

где  $n, n_{nom}$  – текущая и номинальная частота вращения коленчатого вала двигателя;

$A, B, C, D, E$  – коэффициенты полиномиальной зависимости, определяемые по данным теплотехнических испытаний путем минимизации функционала  $F_{un}$  с помощью процедуры безградиентного поиска Powell'64 [6];

$$F_{un} = \sum \left[ \frac{f_t - f(A, B, C, D, F)}{f_t} \right] \Rightarrow \min ;$$

$k$  – коэффициент нагрузки двигателя, определяемый по формуле:

$$k = Ne_{nom} / k1 * \exp((n_{nom} - n) / n_{nom}) + A + (B + (C + Dn)n)n;$$

где  $k1$  – коэффициент, рассчитываемый с помощью специального устройства, определяющего эффективный момент  $M_e$  на валу двигателя.

Датчиком устройства служит тензометрический мост, построенный на элементной базе KYOWA ELECTRONIC [7]. Принцип работы моста показан на рис. 3. Особенностью приведенной на рисунке схемы является повышенная чувствительность, помехозащищенность и термокомпенсация. Элементная база KYOWA позволяет осуществить устойчивое, защищенное соединение тензорезисторов с валом и исключить температурную погрешность подводящего кабеля.

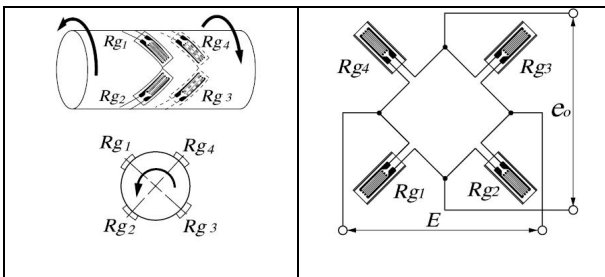


Рис. 3. Тензометрическая мостовая схема для определения скручивающего момента на валу

В лаборатории кафедры СЭУ и ТЭ построен специальный стенд для тарировки и тестирования тензометрических мостов. Испытания показали высокую чувствительность такой схемы и линейность выходного сигнала. Система, предназначенная для определения эффективных показателей СЭУ, рассредоточена по машинному отделению судна. Гальванические связи заменены в ней на беспроводную Mesh-сеть, построенную на модулях XBee Series 2 [8]. Благодаря встроенному в модули стеку, все операции по формированию сети осуществляются автоматически, без участия внешнего микроконтроллера. Модули устанавливаются в монтируемых на плате одnorядных держателях Samtec и не требуют пайки. Это является удобной опцией в связи с необходимостью модифицировать управляющую программу, при изменении конфигурации системы, или обновлять стек. Модули могут работать самостоятельно благодаря наличию у них периферийных узлов – портов ввода-вывода и АЦП. На практике (в условиях МО) была подтверждена заявленная характеристика модулей – устойчивое сетевое соединение в радиусе 40 метров вне зоны прямой видимости, что является достаточным для использования в судовых условиях.

### 3. Определение частоты вращения газотурбонагнетателей

В большинстве случаев на турбинах главных двигателей установлены тахометры. Оптические или на базе датчиков Холла тахометры устанавливаются со стороны воздушного компрессора и позволяют контролировать частоту вращения турбин на разных режимах. Сравнивая ее с паспортной частотой, можно производить диагностику газовыпускного тракта и воздухоохладителя [1, 2].

На практике часто возникает задача проверки правильности показания тахометров главных дизелей. Кроме того, все вспомогательные средне- и высокооборотные дизели, как правило, не оборудованы тахометрами. Давление надвучного воздуха напрямую зависит от частоты вращения ротора ГТН. В связи с этим задача оперативного определения частоты вращения ГТН является актуальной во время эксплуатации для всех типов дизелей.

Для определения частоты вращения ГТН использовался амплитудный спектр акустического сигнала компрессора. На рис. 4. представлен спектр сигнала турбины главного двигателя, а на рис. 5 – спектр турбины дизельгенератора. Спектры были рассчитаны и построены с помощью пакета Right-Mark Audio Analyzer [9].

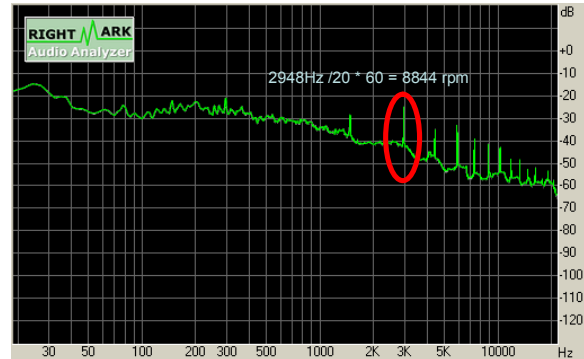


Рис. 4. Спектр звукового wav-файла компрессора ГТН главного дизеля 6L80MCE

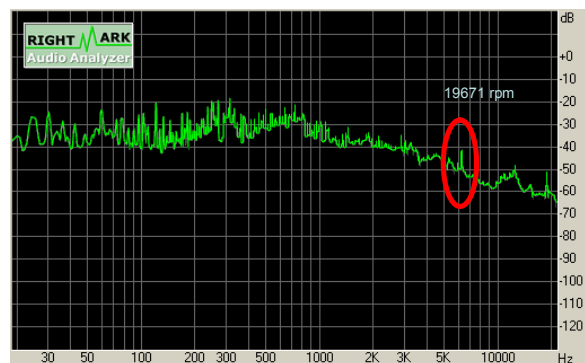


Рис. 5. Спектр звукового wav-файла компрессора ГТН среднеоборотного дизеля Daihatsu 6PL 24

Анализ спектра сигналов ГТН показал, что со стороны компрессора генерируется звуковой сигнал с частотой равной частоте вращения вала умноженной на количество лопаток. Для дизеля 6L80MCE с ГТН типа VTR 564-31 (20 лопаток компрессора) ожидаемая частота равна:

$$Fq = 9000 \text{ rpm} / 60 * 20 = 3000 \text{ Гц.}$$

Минимально и максимально возможные частоты вращения ГТН и соответственно частоты генерируемых сигналов можно принять следующими:

$$6000 \text{ rpm} / 60 * 20 = 2000 \text{ Гц;}$$

$$20000 \text{ rpm} / 60 * 20 = 6667 \text{ Гц.}$$

На рис. 4. видно, что в указанном диапазоне существует только один четко выраженный максимум. Зафиксированная по спектру сигнала частота вращения ротора ГТН составила:

$$\text{TUR rpm} = 2948 \text{ Гц} / 20 * 60 = 8844 \text{ rpm.}$$

Интересно отметить, что на среднеоборотном (720 мин<sup>-1</sup>) дизельгенераторе Daihatsu 6PL 24 с турбиной VTR 201, количество лопаток компрессора также оказалось 20. С помощью аналогичных рассуждений вычисляем частоту вращения ротора турбины дизельгенератора на режиме 380 кВт:

$$\text{TUR rpm} = 6557 \text{ Гц} / 20 * 60 = 19671 \text{ rpm.}$$

Данная методика позволила построить зависимости частот вращения ГТН для двух дизельгенераторов Daihatsu 6PL 24 (рис. 6) на одних и тех же нагрузках. Из рис. 6 видно, что при одинаковых нагрузках турбина 2-го дизельгенератора вращается быстрее.

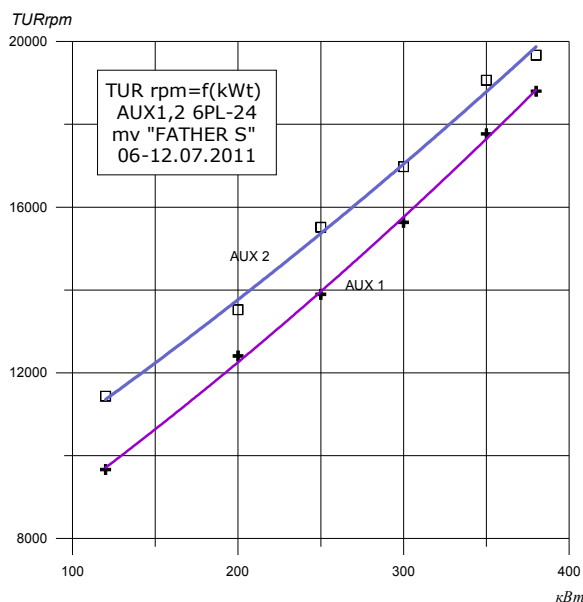


Рис. 6. Зависимость частот вращения ГТН дизельгенераторов aux1, aux2 Daihatsu 6PL 24 от нагрузки

При том, что оба дизельгенератора прошли ремонт и состояние выпускных коллекторов, решеток перед турбинами, а также воздухоохладителей нормальное, можно сделать вывод о различии осевых зазоров на турбинах. Этот дефект должен быть устранен во время ближайшего ремонта. До его устранения дизель aux1 будет работать с меньшим давлением наддува на одинаковых нагрузочных режимах, соответственно с большей теплонапряженностью и меньшей экономичностью.

## Заключение

Экспериментальное определение теплотехнических характеристик главных и вспомогательных дизелей судовой энергетической установки позволяет численно оценить их техническое состояние и качество проведенных ремонтных работ. Полученные данные позволяют дать заключение о расходе топлива и масла на основных нагрузочных режимах и рекомендовать параметры основного ходового режима судна.

## Литература

1. Рабочие процессы судовых дизелей / И.В. Возницкий, С.В. Камкин, В.П. Шмелев, В.Ф. Остащенко. – М.: Транспорт, 1979. – 206 с.
2. Возницкий И.В. Контроль и диагностика технического состояния судовых дизелей / И.В. Возницкий – М.: В/О Мортехинформреклама, 1984. – 233 с.
3. Варбанец Р.А. Мониторинг рабочего процесса судовых дизелей в эксплуатации / Р.А. Варбанец, В.Г. Ивановский // Двигатели внутреннего сгорания. Научно-технический журнал. – 2004. – № 2 (5). – С. 138-141.
4. Отнес Р. Прикладной анализ временных рядов / Р. Отнес, Л. Энксон – М.: Мир, 1982. – 482 с.
5. Варбанец Р.А. Анализ спектра виброакустических сигналов топливной аппаратуры среднеоборотных дизелей (СОД) / Р.А. Варбанец // Вісник Одеського національного морського університету. – 2006. – № 18 – С. 134-141.
6. Химмельблау Д. Прикладное нелинейное программирование / Д. Химмельблау. – М.: Мир, 1975. – 534 с.
7. TP bridge manual [Электронный ресурс]. – Режим доступа к ресурсу: <http://www.kyowa.ru>.
8. XBeе manual [Электронный ресурс]. – Режим доступа к ресурсу: <http://www.digi.com>.
9. RightMark Audio Analyzer [Электронный ресурс]. – Режим доступа к ресурсу: [audio.rightmark.org](http://audio.rightmark.org).

Поступила в редакцию 25.05.2011

**Рецензент:** д-р техн. наук, проф., заведующий кафедрой СЭУ и ТЭ Одесского национального морского университета В.Г. Ивановский, Одесса, Украина.

## ПАРАМЕТРИЧНА ДІАГНОСТИКА СУДНОВОЇ ДИЗЕЛЬНОЇ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ УСТАНОВКИ В ЕКСПЛУАТАЦІЇ

*Р.А. Варбанець, Ю.М. Кучеренко, А.І. Головань*

Наведено дані теплотехнічних вимірювань головного двигуна MAN B & W 6L80MCE балкера типу "кейпсайз". На основному експлуатаційному режимі проведена параметрична діагностика технічного стану циліндропоршневої групи, паливної апаратури та механізму газорозподілу. Аналіз індикаторних показників робочого процесу проводили за допомогою системи діагностування D4.0H. Для визначення ефективних показників і механічного ККД була використана система на базі бездротових датчиків, встановлених на гребному валу, що реєструють характеристики обертання і працюють в режимі MESH-мережі. Для додаткової оцінки ефективних показників і для визначення параметрів турбонаддува використовувалися методи спектрального аналізу. За допомогою представлених у статті методів вдалося розрахувати частоти обертання турбоагнітачів на всіх експлуатаційних режимах, у тому числі і для дизельгенераторів, на яких тахометри турбін були не передбачені.

**Ключові слова:** суднові дизелі, параметри робочого процесу, теплотехнічні вимірювання, спектральний аналіз.

## PARAMETRIC DIAGNOSIS MARINE DIESEL POWER PLANT IN OPERATION

*R.A. Varbanets, Y.N. Kucherenko, A.I. Golovan*

Data of thermal testing of main engine MAN B & W 6L80MCE bulk carrier type capsizes is presents. On the main operational mode conducted parametric diagnostics of technical condition of cylinder group, fuel system and valve gear. Analysis of the performance indicator of the workflow is done with the help of diagnostic D4.0H. To determine the effective performance and mechanical efficiency was applied to a system based on wireless sensors mounted on the shaft of rowing, which record the frequency response of the rotation and working in the mode of MESH-network. To further evaluate the effective performance and to determine the parameters of turbo used methods of spectral analysis. With the methods presented in this paper was to calculate the rotational speed of turbochargers for all operational modes, including for diesel, which tachometers turbines were not provided.

**Key words:** marine diesel engines, the working process parameters, sea trials tests, spectral analysis.

**Варбанець Роман Анатольевич** – д-р техн. наук, доцент кафедры судовые энергетические установки и техническая эксплуатация Одесского национального морского университета, Одесса, e-mail: roman.varbanets@gmail.com.

**Кучеренко Юрий Николаевич** – инженер, директор научно-производственной фирма «Лептон», Одесса, Украина, e-mail: 100mat@bk.ru.

**Головань Андрей Игоревич** – инженер кафедры технической эксплуатации флота Одесской национальной морской академии, Одесса, Украина, e-mail: andrew.golovan@gmail.com.