

DOI: 10.21821/2309-5180-2021-13-1-115-125

## FEATURES OF CALCULATING THE PARAMETERS OF AUXILIARY-EMERGENCY TRAFFIC ON SEA-GOING SHIPS WITH COMBINED DIESEL-ELECTRIC PROPULSOR

**A. N. Rak<sup>1</sup>, S. N. Tzarenko<sup>2</sup>**

<sup>1</sup> — Donetsk National Technical University, Donetsk, Ukraine

<sup>2</sup> — Kamchatka State Technical University, Petropavlovsk-Kamchatsky, Russian Federation

*The traditional method for calculating the parameters of the electric movement of sea vessels in auxiliary-emergency modes at low vessel speeds, which is supplemented by design ratios that allow the correct calculation taking into account the power of the ship's power plant and fuel consumption, is considered in the paper. Other, simplified methods do not require a lot of information and auxiliary diagrams to determine the power of the drive motor, depending on the resistance to the vessel movement. As an example, a container ship with a capacity of 16,000 containers with the 12 RTflex-96C main engine from WÄRTSILÄ-SULZER with a power of 61776 kW, the synchronous shaft generator/motor from SIEMENS with a electrical power of up to 6.6 MW is considered. The calculation is performed in accordance with the considered methods and the possibility of providing auxiliary-emergency electric propulsion of the vessel for the considered schemes is substantiated. Thus, when modernizing a propulsion system or designing new ships, it is advisable to compare the results of methods for calculating the power of diesel generators on the verge of the minimum stable speed of the main engine and choose a higher value. Comparison of specific and absolute fuel consumptions, carried out on the basis of well-known approximation polynomials for low- and high-speed diesel engines during auxiliary-emergency driving, has shown that fuel consumption when driving in the considered mode to ensure the minimum stable speed of the main engine is less, which also allows you to save the main engine service life. This ratio is observed on most sea transport vessels. Considering also that diesel generators operate at almost optimal load, and the main engine is idling, electric propulsion provides a significant reduction in harmful emissions into the atmosphere. The paper will be useful for specialists involved in the technical operation of the fleet.*

*Keywords: main engine, ship propulsion, diesel generator, shaft motor/generator, auxiliary-emergency ship movement, fuel consumption, Froude number, Papmel diagram.*

**For citation:**

Rak, Alexander N., and Sergey N. Tzarenko. "Features of calculating the parameters of auxiliary-emergency traffic on sea-going ships with combined diesel-electric propulsor." *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S. O. Makarova* 13.1 (2021): 115–125. DOI: 10.21821/2309-5180-2021-13-1-115-125.

**УДК 621.313.12-883:629.12.037.4-83**

## ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА ПАРАМЕТРОВ ВСПОМОГАТЕЛЬНО-АВАРИЙНОГО ДВИЖЕНИЯ НА МОРСКИХ СУДАХ С КОМБИНИРОВАННЫМ ДИЗЕЛЬ-ЭЛЕКТРИЧЕСКИМ ДВИЖИТЕЛЕМ

**А. Н. Рак<sup>1</sup>, С. Н. Царенко<sup>2</sup>**

<sup>1</sup> — Донецкий национальный технический университет, г. Донецк, Украина

<sup>2</sup> — Камчатский государственный технический университет,  
г. Петропавловск-Камчатский, Российская Федерация

*В работе сопоставлена традиционная методика определения параметров электрического движения морских судов во вспомогательно-аварийных режимах при малых скоростях судна, дополненная расчетными соотношениями, позволяющими повысить точность расчета с учетом мощности судовой электростанции и расхода топлива. Отмечается, что упрощенные методики не требуют большого объема информации и вспомогательных диаграмм для определения мощности приводного двигателя, зависящего от сопротивления движению судна. В качестве примера рассмотрен контейнеровоз*

местимостью 16000 контейнеров с главным двигателем 12 RTflex-96С фирмы WÄRTSILÄ-SULZER мощностью 61776 кВт с синхронным валогенератором / двигателем фирмы SIEMENS машиной мощностью до 6,6 МВт. Выполнен расчет в соответствии с рассмотренными методиками и обоснована возможность обеспечения вспомогательно-аварийного электродвижения судна для рассматриваемых схем. На примере показано, что при модернизации двигательной установки или проектировании новых судов целесообразно выполнять сравнение результатов методов расчетов мощности дизель-генераторов на грани минимально устойчивых оборотов главного двигателя, выбирая большее значение. Сравнение удельных и абсолютных расходов топлива, значения которых получены на базе известных аппроксимационных полиномов для низко- и высокоскоростных дизелей при вспомогательно-аварийном движении, показывает, что расход топлива при движении в рассматриваемом режиме до обеспечения минимально устойчивых оборотов главного двигателя меньше и это также позволяет сохранить моторесурс главного двигателя. Такое соотношение наблюдается на большинстве морских транспортных судов. Учитывая также, что дизель-генераторы работают почти с оптимальной нагрузкой, а главный двигатель — на холостом ходу, электрическое движение обеспечивает существенное уменьшение вредных выбросов в атмосферу. Данная работа может представлять интерес для специалистов, занимающихся технической эксплуатацией флота.

*Ключевые слова:* главный двигатель, судовая двигательная установка, дизельный генератор, валогенератор/двигатель, вспомогательно-аварийное движение судна, расход топлива, число Фруда, диаграмма Папмеля.

#### Для цитирования:

Рак А. Н. Особенности расчета параметров вспомогательно-аварийного движения на морских судах с комбинированным дизель-электрическим движителем / А. Н. Рак, С. Н. Царенко // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. — 2021. — Т. 13. — № 1. — С. 115–125. DOI: 10.21821/2309-5180-2021-13-1-115-125.

### Введение (Introduction)

Растущий интерес к сокращению выбросов парниковых газов (ПГ), снижению эксплуатационных расходов на судах и вступившие в силу «Правила по повышению энергоэффективности» Международной морской организации (ИМО) предусматривают меры, обеспечивающие оптимальное применение топлива, используемого для главного двигателя (ГД) на борту судов. Следуя тенденции к повышению общей эффективности судна после первого нефтяного кризиса 1973 г., эффективность ГД возросла, и на сегодняшний день эффективность использования топлива составляет около 50 %. Несмотря на это основной задачей для судовладельца по-прежнему является дальнейшее снижение эксплуатационных расходов на судне, связанных с минимизацией топливных расходов, что также может привести к дальнейшему сокращению выбросов CO<sub>2</sub>. Таким образом, вопросы, связанные с сокращением выбросов CO<sub>2</sub> при минимизации топливных затрат, являются весьма актуальными.

Анализ исследований в данном направлении показывает, что одним из способов повышения энергоэффективности и снижения расхода топлива, а, следовательно, снижения выбросов CO<sub>2</sub>, является применение энергоэффективных систем утилизации тепла отработавших газов, применение валогенераторов, а также снижение скорости судов. Для снижения скорости судов применяют регулируемый турбонаддув [1], при наличии запаса ходового времени — экономическую скорость [2], режим Slow Steaming [3] и др. При этом предполагается работа ГД в режиме пониженной нагрузки, что естественным образом отразится на его работе. Граница минимально устойчивых частот вращения  $n_{\min}$  определяется типом ГД, удельной нагрузкой на цилиндры, стабильностью регулирования топливной аппаратуры, давлением распыливания и другими факторами. При  $n_{\text{экс}} = 0,25n_{\text{ном}}$  ( $n_{\text{экс}}$  — эксплуатационная частота вращения) нагрузка на дизель составляет всего 1,56 % от номинальной, т. е. ГД фактически работает на холостом ходу. При этом возникают трудности в осуществлении нормального процесса смесеобразования и горения в течение длительного периода времени. Согласно существующим требованиям, в судовых дизелях должны быть обеспечены устойчивые режимы «малого хода» (при  $n_{\text{экс}} \approx 33 - 25 \% \text{ от } n_{\text{ном}}$ ). В ряде малооборотных дизелей (МОД), например, фирмы MAN B&W, удается снизить при маневрировании  $n_{\text{экс min}}$  до  $0,2n_{\text{ном}}$  и ниже. Причины ухудшения процесса смесеобразования и сгорания, а также негативных последствий для ГД подробно изложены в [4], где также указывается, что в связи с данными обстоятельствами

продолжительность работы дизеля с частотой вращения  $n_{\text{экс.мин}}$  обычно ограничивается во времени и составляет 30–60 мин. В исследованиях, например, фирмы MAN B&W, указывается, что режим работы ГД с нагрузкой  $0,5N_{\text{ном}}$  можно считать устойчивым с большими допущениями. Это во многом проясняет ситуацию с режимами эксплуатации ГД, а, соответственно, и выбором гребного электродвигателя.

В настоящее время на многих судах применяются синхронные машины, устанавливаемые непосредственно в линию гребного вала или перед ГД (рис. 1). Такой подход позволяет получить вспомогательно-аварийный источник движения и электрической энергии, а также обеспечить соблюдение требований Международной конвенции МАРПОЛ-73/78 в части соблюдения норм выбросов с морских судов<sup>1</sup>.

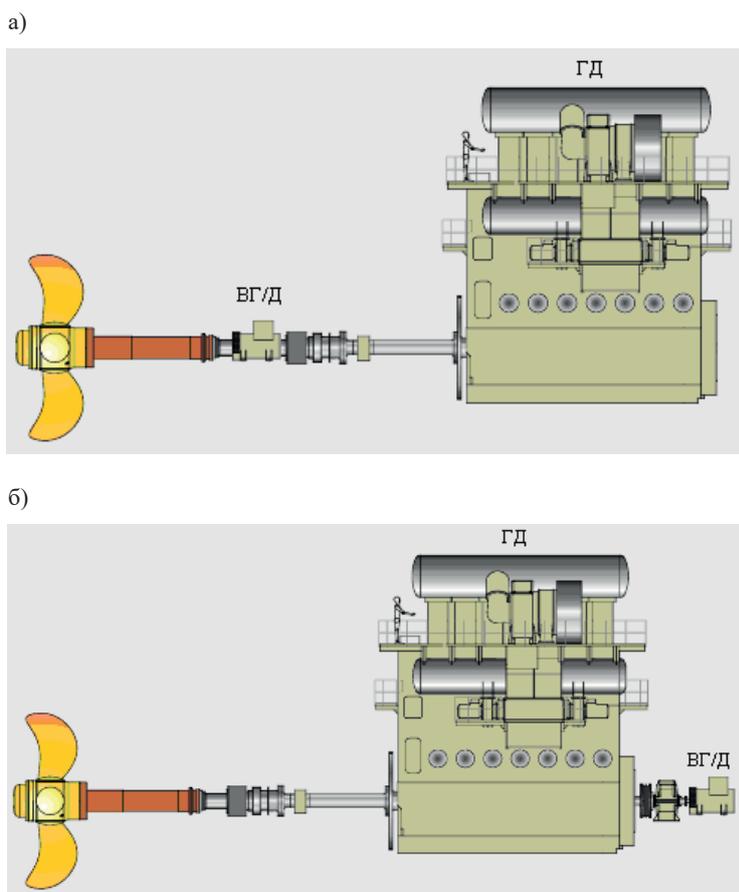


Рис. 1. Схемы включения вспомогательных электродвигателей:  
 а — в линию гребного вала; б — перед главным двигателем

Необходимо отметить, что в обеспечении вспомогательного или аварийного движения принципиальная разница отсутствует, но следует помнить о том, что аварийное движение будет применяться только в случае выхода из строя главного двигателя (ГД), а вспомогательное — для усиления мощности ГД или при невозможности обеспечения ГД минимально устойчивых частот его вращения. В первом случае ГД разъединяется с гребным валом при помощи муфты и движение будет осуществляться от электрического двигателя, который получает питание от дизельного генератора (ДГ).

Целью работы является сравнительный анализ расчетных и эксплуатационных методик для определения параметров вспомогательно-аварийного электрического движения судна с электрическим движителем до границы, обеспечивающей минимально устойчивую частоту вращения ГД.

<sup>1</sup> Руководство по применению положений Международной конвенции МАРПОЛ-73/78. НД № 2-030101-026. СПб.: Российский морской регистр судоходства, 2019. 106 с.

## Методы и материалы (Methods and Materials)

В данной работе параметры вспомогательно-аварийного электрического движения определялись по различным методикам с учетом рекомендаций ведущих фирм-производителей судового механического и электромеханического оборудования, их последних достижений, требований ИМО, а также собственных исследований и наблюдений.

## Результаты исследований и обсуждение (Results and Discussion)

В качестве примера рассмотрим контейнеровоз вместимостью 16 тыс. контейнеров с известными главными размерениями и мощностями основного механического и электромеханического оборудования, которые представлены в источнике [5]: длина между перпендикулярами — 351,08 м; ширина по мидель-шпангоуту — 42,8 м; осадка — 15 м; дедвейт — 116100 т; ГД Wärtsilä-Sulzer 12 RTflex-96С мощностью 61776 кВт и частотой вращения 98,5 об/мин, момент, создаваемый ГД — 5992046 Н·м; момент инерции ГД —  $5 \cdot 10^5$  кг·м<sup>2</sup>; момент инерции системы —  $1 \cdot 10^6$  кг·м<sup>2</sup>; скорость судна — 28 уз.

В линии гребного вала установлен синхронный валогенератор / двигатель фирмы SIEMENS типа ASM6SL3710–8LG42–4AWO, обеспечивающий производство электрической энергии в режиме генератора от 1,1–2,5 МВт в диапазоне частот вращения 45–90 об/мин, который потребляет электрическую энергию 3,3–6 МВт в диапазоне частот вращения от 45–90 об/мин; мощность приводного дизеля MAK8M32С генератора — 3840 кВт; мощность одного из трех судовых генераторов типа Siemens 1DK4531–8BF05-Z с параметрами: напряжением  $U = 6,6$  кВ,  $\cos \varphi = 0,7$  и частотой вращения  $n = 1800$  об/мин —  $S = 3600$  кВА; судно одновинтовое; отношение  $H/D = 0,923$ ; диаметр винта — 9,2 м; количество лопастей винта — пять. Контейнеровозы данного типа применяются датской судоходной компанией А. Р. Moller Maersk, более известной как Maersk Line, и ее дочерними компаниями. По данному проекту построено и находится в эксплуатации 31 судно, поэтому рассматриваемый случай не является исключительным, такой подход имеет системный характер.

Прежде чем перейти к непосредственным расчетам, следует обратить внимание на то, что на судне установлен синхронный двигатель фирмы Siemens. На рис. 2 приведены нагрузочные диаграммы синхронной машины при ее работе в режимах генератора и двигателя, представленные в [6]. В более поздних исследованиях, проведенных фирмой Siemens (рис. 3), границы применения электрического движения совсем другие. Несоответствие результатов исследований с данными, представленными в инструкции, является случайным или, возможно, это сделано намеренно, с целью привлечения специалистов фирмы-производителя для предоставления услуг технического характера, поскольку особенностью работы фирмы Siemens является продажа оборудования с последующим сервисным обслуживанием. Ответ на данный вопрос предстоит получить в ходе настоящего исследования. Как правило, расчет мощностей выполняется на стадии проектирования судов, но для правильной эксплуатации электромеханического оборудования и расширения возможностей судовых пропульсивных установок необходимо владеть данной информацией.

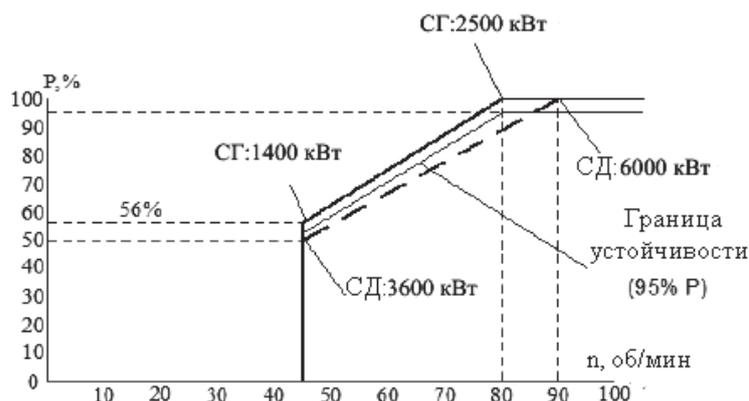


Рис. 2. Нагрузочные диаграммы работы синхронной машины в режиме генератора и двигателя

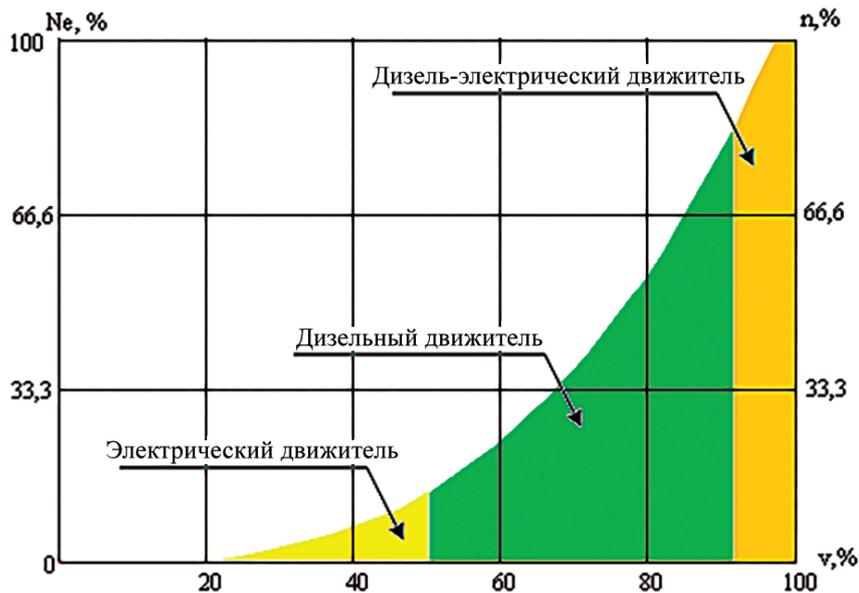


Рис. 3. Допустимые границы применения электрического, дизельного и дизель-электрического типов двигателей

Для определения мощности приводного двигателя воспользуемся *методом диаграмм Э. Э. Панмеля* [5], поскольку в некоторых методиках используются его некоторые расчетные соотношения. Определим водоизмещение:

$$W = Dwt k_d, \quad (1)$$

где  $Dwt$  — дедвейт судна, т;  $k_d$  — коэффициент, учитывающий соотношение между водоизмещением и дедвейтом.

Данные, учитывающие рассматриваемые расчетные соотношения, приведены в табл. 1.

Таблица 1

**Соотношение между дедвейтом и чистым весом, водоизмещением и дедвейтом**

Тип судна	Дедвейт /чистый вес $k_b$	Водоизмещение/дедвейт $k_d$
Танкеры и балкеры	6	1,17
Контейнеровозы	2,5–3	1,33–1,4

Объемное водоизмещение  $V$ , м<sup>3</sup>:

$$V = \frac{W}{\rho}. \quad (2)$$

Длина судна по ватерлинии  $L_{вл}$ , м:

$$L_{вл} = \frac{L_{пп}}{0,97}. \quad (3)$$

Характеристика остроты корпуса судна:

$$\psi = 10C_b \frac{B}{L_{вл}}, \quad (4)$$

где  $\rho$  — плотность морской воды, кг/м<sup>3</sup>;  $L_{пп}$  — длина судна между перпендикулярами, м;  $B$  — ширина судна, м;  $C_b$  — коэффициент общей полноты судна.

Значения коэффициентов общей полноты для различных типов морских судов приведены в табл. 2.

Таблица 2

## Значения коэффициентов общей полноты разных типов морских судов

Тип судна	$C_b$	Скорость судна, уз
Лихтеровозы	0,9	5–10
Балкеры	0,8–0,85	12–16
Танкеры	0,8–0,85	12–17
Сухогрузные	0,55–0,75	13–22
Контейнеровозы	0,5–0,7	14–26
Грузопассажирские	0,5–0,7	15–26

Относительная скорость судна

$$v'_S = v \sqrt{\frac{\Psi}{L_{\text{вл}}}} \quad (5)$$

С учетом значений  $\psi$  и  $v'_S$  по вспомогательной диаграмме Э. Э. Папмеля определим значение коэффициента  $C_1$ . Полученные значения подставляем в формулу для определения ориентировочной буксировочной мощности (мощности двигателя), МВт:

$$N_R = 0,736 \frac{V}{L_{\text{вл}}} \frac{v^3}{C_1} \frac{X}{\lambda} \sqrt{\Psi}, \quad (6)$$

где  $v = 0,515v_c$ ; 0,515 — коэффициент пересчета скорости судна из узлов в м/с;  $X$  — коэффициент, учитывающий количество гребных валов ( $X = 1$  — для одного вала, 1,05 — для двух и 1,075 — для трех);  $\lambda$  — поправочный множитель.

Поправочный множитель определяется по формуле

$$\lambda = 0,7 + 0,3 \sqrt{\frac{L_{\text{вл}}}{100}} \quad (7)$$

Следует отметить, что при  $L > 100$  м  $\lambda = 1$ .

Значение полезной тяги, или буксировочного сопротивления  $P_E$ , Н определяется в виде

$$P_E = \frac{N_R}{v} \quad (8)$$

С учетом конструктивных особенностей судов значения коэффициента попутного потока для разного количества винтов представлены в табл. 3.

Таблица 3

## Значения коэффициентов попутного потока для разного количества винтов

Количество винтов	Коэффициент попутного потока, $w$
Одновинтовые	0,2–0,45
Двухвинтовые с одним кронштейном	0,1–0,25
Двухвинтовые с двумя кронштейнами	0,15–0,35

Коэффициент засасывания для одновинтового судна:

$$t = Kw, \quad (9)$$

где  $K = 0,5–0,7$  — для обтекаемых рулей,  $K = 0,9–1,05$  — для пластинчатых.

Для двухвинтовых судов:  $t = 0,25w + 0,14$  — для судов с валовыми рукавами;  $t = 0,7w + 0,06$  — для судов с кронштейнами гребных валов.

Полная сила упора винта, кН, составит

$$P = \frac{P_E}{1-t} \quad (10)$$

С учетом полной силы упора винта определяем мощность приводных двигателей  $N_R$ , МВт:

$$N_R = P_v. \quad (11)$$

Для полученного значения мощности приводного двигателя определяем частоту вращения винта  $n_{дв}$ , об/мин:

$$n_{дв} = C \sqrt[3]{\frac{N_R}{D_B^5}}, \quad (12)$$

где  $D_B$  — диаметр винта, м;  $C$  — постоянная, зависящая от количества лопастей.

Зависимость постоянной  $C$  от количества лопастей:

Количество лопастей ..... 3, 4, 5, 6.

Постоянная  $C$  ..... 125, 115, 104, 93.

По методу «лоцманских табличек», которые составляются на основании ходовых испытаний и имеются на каждом судне, в источнике [7], например, отмечается, что для обеспечения движения судна в режиме «самый малый» необходимо обеспечить частоту вращения  $(25-35\%)n_n$ , об/мин, и мощность ГД  $(1,5-4,5\%)N_n$ , кВт. Однако можно предложить методику расчета с применением сопротивлений движению судна, представленную в зарубежных изданиях с учетом конструктивных особенностей судов, рассмотренных в источнике [7]. Так, в соответствии с данными табл. 4, для заданной скорости судна, известной из выполненных ранее расчетов, а также приведенной характеристики остроты корпуса судна определяется значение числа Фруда.

Таблица 4

**Значение числа Фруда в зависимости от скорости и длины судна**

Длина, м	Скорость, уз						
	14	16	18	20	22	24	26
100	0,23	0,26	0,3	0,33	0,36	0,39	0,43
150	0,19	0,21	0,24	0,27	0,3	0,32	0,35
200	0,16	0,19	0,21	0,23	0,26	0,28	0,3
250	0,15	0,17	0,19	0,21	0,23	0,25	0,27
300	0,13	0,15	0,17	0,19	0,21	0,23	0,25
350	0,12	0,14	0,16	0,18	0,19	0,21	0,23
400	0,11	0,13	0,15	0,16	0,18	0,2	0,21

Поскольку на диаграммах сопротивлений движению в [8] отсутствуют значения сопротивлений для малых значений числа Фруда, можно воспользоваться диаграммой, представленной в [9], и приведенной на рис. 4. Определяем значение буксировочного сопротивления и буксировочную мощность:

$$N_R = Rv, \quad (13)$$

где  $R$  — сопротивление движению судна, кН;  $v$  — скорость движения судна, м/с.



Рис. 4. Значения сопротивления движению судна

Такую мощность можно обеспечить при помощи дизель-электрического или дизель-механического двигателя.

При использовании метода *номинальных винтовых характеристик* мощность приводного двигателя  $P_2$ , кВт, с достаточной точностью можно определить простым пересчетом:

$$P_2 = P_{ГДн} \left( \frac{n_2}{n_n} \right)^3. \quad (14)$$

Сравнительный анализ приведенных расчетных методов представлен в табл. 5.

Таблица 5

#### Сравнительный анализ расчетных методов

Параметры	Расчетные методы			
	Диаграммы Папмеля	Сопrotивление движению	Лоцманские таблички	Номинальные винтовые характеристики
Мощность, МВт	2,485	3,627	0,927–2,78	3,02
Частота вращения,	35,25	36	24,63–34,48	36
Абсолютная погрешность, МВт	0,815	0,3	0,52	0,28
Относительная погрешность, %	24,7	9,1	15,75	8,48

Выполняем проверку соответствия мощности приводного двигателя ASM6SL3710–8LG42–4AWO мощности генератора. Мощность приводного синхронного двигателя,  $P_d$ , кВт, при этом должна составлять

$$P_d = 0,75S_r \quad (15)$$

или

$$P_d \approx 0,83P_{ДГ}, \quad (16)$$

где  $S_r$  — полная мощность генератора, кВ·А;  $P_{ДГ}$  — активная мощность приводного дизель-генератора, кВт.

Определим значение активной мощности генератора  $P_r = S_r \cdot \cos \phi$ , кВт, и нагрузку на генератор:

$$K_r = \frac{P_d}{P_r}. \quad (17)$$

Сравним полученные значения с рекомендациями, приведенными в табл. 6. Если мощность двигателя будет превышать мощность дизельного генератора, то целесообразно ввести резервную мощность, т. е. еще один генератор. Распределение мощности при этом должно быть равномерным.

Таблица 6

#### Последовательность запуска генератора(ов)

Количество присоединенных генераторов	Нагрузка генератора, %	Резерв мощности, необходимый для ввода генератора, %	Типовое время ввода нагрузки, с
2	85	2·15 = 30	0–10
3	87	3·13 = 39	0–10
4	90	4·10 = 40	0–10

При определении мощности приводного двигателя целесообразно также рассмотреть вопросы потребления топлива ГД и ДГ. Сравним удельный расход топлива (УРТ) при обеспечении движения судна с минимально устойчивыми оборотами ГД и использовании электрического дви-

жителя. Поскольку на судне установлен ГД фирмы Wärtsilä-Sulzer, УРТ можно аппроксимировать зависимостью, представленной в [2]:

$$\text{УРТ}_{\text{ГД}} = 0,011L^2 - 1,704L + 234,479. \quad (18)$$

УРТ для большинства высокооборотных ДГ, к которым относятся дизели МАК8М32С, определяются следующим образом:

$$\text{УРТ}_{\text{ДГ}} = 227,57 + 6,758 \cdot 10^{-3} \cdot L^2 - 1,031L, \quad (19)$$

где  $L$  — нагрузка ГД или на ДГ, %.

Для большего удобства УРТ представлены в виде графиков (рис. 5). Нагрузка на ГД определяется по формуле  $k_{\text{ГД}} = \frac{P_2}{P_H}$ , %. При этом расход топлива  $\text{РТ}_{\text{ГД}}$ , кг/ч, для приведения его в действие составит

$$\text{РТ}_{\text{ГД}} = \text{УРТ}_{\text{ГД}} P_2. \quad (20)$$

Сравнение расходов топлива при использовании дизель-электрического и дизель-механического движения показывает, что при дизель-электрическом движении они меньше.

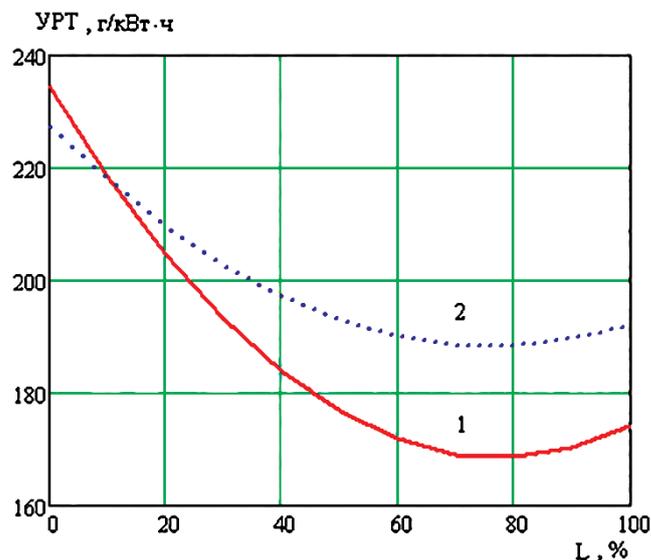


Рис. 5. Удельный расход топлива:  
1 — главного двигателя; 2 — дизельного генератора

Выполним аналогичный анализ для схемы рис. 1, б. В этом режиме коленчатый вал ГД служит продолжением гребного вала. Так, при вращении коленчатого вала ГД начинает работать масляный насос, который будет обеспечивать прокачку масла и тем самым предотвращать повреждение «зеркала» внутренней поверхности цилиндрической втулки. Потери мощности при работе системы смазки  $N_{\text{см}}$ , кВт, в этом случае, в соответствии с [4], составляют:

$$N_{\text{см}} = 4,3 \% \cdot N_H. \quad (21)$$

Таким образом, для схемы (рис. 1, б) необходимо обеспечить мощность  $N$ , МВт,

$$N = N_K + N_{\text{см}} = N_R + 4,3 \% N_H. \quad (22)$$

Значение мощности, полученное ранее, сравниваем с мощностью приводного двигателя, что свидетельствует о возможности обеспечения электрического движения. Проверяем нагрузку генераторов и при необходимости вводим резервную мощность. Пересчет расхода топлива для данного режима выполняется, в соответствии с выражением (20), с учетом количества работающих генераторов. Вопросы, касающиеся особенностей систем управления для схемы (см. рис. 1, а), подробно изложены в [10].

### Выводы (Summary)

На основании выполненного исследования можно сделать следующие выводы:

1. Методика с применением диаграмм Э. Э. Папмеля дополнена расчетными соотношениями, которые позволяют контролировать правильность расчета на разных стадиях с учетом мощности судовой электростанции и расхода топлива на основании технической документации судов. Анализ расчетных и эксплуатационных методик по определению параметров вспомогательно-аварийного электрического движения с учетом современных требований и рекомендаций показывает, что наиболее универсальным является метод номинальных винтовых характеристик, с использованием которого для рассматриваемого примера получена наиболее близкая к реальной мощность приводного двигателя 3,02 МВт. Данный метод не требует большого объема дополнительной информации, кроме мощности ГД, и может быть применен для любых типов судов. Отличие в полученных результатах можно объяснить разницей в подходах к проектированию и строительству судов разными компаниями.

2. Сравнение топливных затрат при вспомогательно-аварийном движении показывает, что они будут меньше чем при обеспечении минимально устойчивых оборотов ГД. Учитывая, что ГД работает практически на холостом ходу, а ДГ работают с оптимальной нагрузкой, электрическое движение обеспечивает существенное снижение вредных выбросов в атмосферу.

3. Схемы, соответствующие приведенной на рис. 1, б, в литературе практически не рассматриваются, поэтому в работе для данного случая приведены некоторые расчетные соотношения, характерные именно для этой схемы. Показано, что при этом будет несколько увеличен расход топлива, чем при движении по схеме рис. 1, а, но с экологической точки зрения и сохранения моторесурса ГД этот режим также является целесообразным. Кроме того, следует учитывать, что на судах данный режим будет применяться только в аварийных ситуациях, когда данная мера является временной и вынужденной, но очень важной. Всегда необходимо помнить о главном — обеспечении безопасного движения судна.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Пунда А. С. Использование регулируемого турбонаддува для оптимизации рабочих процессов главных судовых двигателей при длительной работе на малых мощностях / А. С. Пунда, Ю. Г. Гурьев // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. — 2017. — Т. 9. — № 6. — С. 1291–1299. DOI: 10.21821/2309-5180-2017-9-6-1291-1299.

2. Рак А. Н. К вопросу настройки и эксплуатации дизелей с электронным управлением / А. Н. Рак, А. В. Корощенко, Г. А. Капаназде // Техническая эксплуатация водного транспорта: проблемы и пути развития: материалы междунар. науч.-техн. конф.: в 2 ч; отв. за вып. О. А. Белов. — Петропавловск-Камчатский: КамчатГТУ, 2019. — Ч. 1. — С. 97–102.

3. Meyer J. Slow steaming in container shipping / J. Meyer, R. Stahlbock, S. Voß // 2012 45th Hawaii International Conference on System Sciences. — IEEE, 2012. — Pp. 1306–1314. DOI: 10.1109/HICSS.2012.529.

4. Панов В. А. Эксплуатация гребных электроустановок / В. А. Панов, В. В. Романовский, С. А. Корди. — М.: Транспорт, 1988. — 176 с.

5. Triple E-class container ship. Operating manual lindo new building L. 216. m/s “Mathilde Maersk” — Odence Steel Shipyard Ltd., 2015. — 561 p.

6. Байков Б. П. Дизели: справ. / Б. П. Байков и др.; под общ. ред. В. А. Ваншейдта, Н. Н. Иванченко, Л. К. Коллерова. — 3-е изд., перераб. и доп. — Л.: Машиностроение (Ленингр. отд.), 1977. — 480 с.

7. Marine Installation Manual. X62DF. — Winterthur Gas & Diesel Ltd., 2020. — Issue 2020–07. — 226 p.

8. Guldhammer H. E. Ship Resistance: effect of form and principal dimensions / H. E. Guldhammer, Sv. Aa. Harvald. — Copenhagen: Akademisk Forlag: [Eksp., DBK], 1974. — 20 p.

9. Morales Vásquez C. A. A methodology to select the electric propulsion system for Platform Supply Vessels (PSV): Master’s Dissertation / C. A. Morales Vásquez. — Universidade de São Paulo, 2014. — 246 p. DOI: 10.11606/D.3.2014.tde-26122014-164655.

10. Самонов С. Ф. Підвищення ефективності та надійності комбінованих судових пропульсивних установок / С. Ф. Самонов, О. М. Рак, О. В. Глазева // Вісник НТУ «Харківський політехнічний інститут».

Серія: Електричні машини та електромеханічне перетворення енергії. — 2020. — № 3 (1357). — С. 29–35.  
 DOI: 10.20998/2409-9295.2020.3.05.

## REFERENCES

1. Punda, Aleksandr S., and Yurii G. Gur'ev. "Application of adjustable turbocharging for optimization of working processes of main ships engines during the long-term operation at the small power modes." *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S. O. Makarova* 9.6 (2017): 1291–1299. DOI: 10.21821/2309-5180-2017-9-6-1291-1299.
2. Rak, A. N., A. V. Koroshchenko, and G. A. Kapanadze. "Electronically-controlled diesel setting and operation." *Tekhnicheskaya ekspluatatsiya vodnogo transporta: problemy i puti razvitiya: materialy mezhdunarodnoi nauchno-tekhnicheskoi konferentsii*. Vol. 2. Edited by O. A. Belov. Petropavlovsk-Kamchatskii: KamchatGTU, 2019. 97–102.
3. Meyer, Jasper, Robert Stahlbock, and Stefan Voß. "Slow steaming in container shipping." *2012 45th Hawaii International Conference on System Sciences*. IEEE, 2012. 1306–1314. DOI: 10.1109/HICSS.2012.529.
4. Panov, V. A., V. V. Romanovskii, and S. A. Kordi. *Ekspluatatsiya grebnykh elektroustanovok*. M.: Transport, 1988.
5. *Triple E-class container ship. Operating manual lindo new building L. 216. m/s "Mathilde Maersk"*. Odence Steel Shipyard Ltd., 2015.
6. Baikov, B. P., et al. *Dizeli. Spravochnik*. Edited by V. A. Vansheidt, N.N., Ivanchenko, and L. K. Kollerov. 3<sup>rd</sup> edition. L.: «Mashinostroenie» (Leningr. otd-nie), 1977.
7. *Marine Installation Manual. X62DF*. Is. 2020–07. Winterthur Gas & Diesel Ltd., 2020.
8. Gulddhammer, H. E., and Sv. Aa. Harvald. *Ship Resistance: effect of form and principal dimensions*. Copenhagen: Akademisk Forlag: [Eksp., DBK], 1974.
9. Morales Vásquez, Cristian Andrés. *A methodology to select the electric propulsion system for Platform Supply Vessels (PSV)*. Diss. Universidade de São Paulo, 2014. DOI: 10.11606/D.3.2014.tde-26122014-164655.
10. Samonov, S. F., A. N. Rak, and O. V. Glazeva. "Improving the efficiency and reliability of combined ship propulsion systems." *Bulletin of NTU "Kharkiv Politechnic Institute". Series: Electrical Machines and Electromechanical Energy Conversion* 3(1357) (2020): 29–35. DOI: 10.20998/2409-9295.2020.3.05.

## ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

**Рак Александр Николаевич** —  
 кандидат технических наук  
 Донецкий национальный технический университет  
 83000, Украина, Донецк, ул. Артема, 58  
 e-mail: [Alexander.Rak@mail.ru](mailto:Alexander.Rak@mail.ru)  
**Царенко Сергей Николаевич** —  
 кандидат технических наук  
 Камчатский государственный технический  
 университет  
 83003, Российская Федерация,  
 Петропавловск-Камчатский, ул. Ключевская, 35  
 e-mail: [tzarenko@gmail.com](mailto:tzarenko@gmail.com)

## INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

**Rak, Alexander N.** —  
 PhD  
 Donetsk National Technical University  
 58 Artyoma Str., Donetsk, 83000, Ukraine  
 e-mail: [Alexander.Rak@mail.ru](mailto:Alexander.Rak@mail.ru)  
**Tzarenko, Sergey N.** —  
 PhD  
 Kamchatka State Technical  
 University  
 35 Klyuchevskaya Str., Petropavlovsk-Kamchatsky,  
 83003, Russian Federation  
 e-mail: [tzarenko@gmail.com](mailto:tzarenko@gmail.com)

Статья поступила в редакцию 15 декабря 2020 г.

Received: December 15, 2020.