


DOI: 10.24937/2542-2324-2023-1-403-134-141
УДК 629.5.038

Ю.Н. Мясников, О.В. Савченко, А.Н. Цыбуляк 
ФГУП «Крыловский государственный научный центр», Санкт-Петербург, Россия

РАСЧЕТНО-ГРАФИЧЕСКИЙ МЕТОД ПОСТРОЕНИЯ ВИНТОВЫХ ХАРАКТЕРИСТИК КОМБИНИРОВАННОЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКИ КОРАБЛЯ

Объект и цель научной работы. Объектом исследования является комбинированная энергетическая установка (ЭУ) корабля. Цель – разработка методики согласования совместной работы разнородных главных двигателей на установившихся режимах работы, отличных от номинального.

Материалы и методы. Расчетно-графический анализ характеристик элементов пропульсивного комплекса при их совместной работе.

Основные результаты. Разработана методика построения винтовых характеристик комбинированной ЭУ и показана ее практическая реализация на примере корабля с дизель-газотурбинной установкой.

Заключение. Работа главного двигателя по винтовой характеристике – зеркало эталонного технического состояния элементов пропульсивного комплекса морского судна. Наличие эталонного портрета позволяет за счет профилактики удерживать показатели надежности на уровне, близком к начальному.

Ключевые слова: гребной винт, дизель, газотурбинный агрегат, пропульсивный комплекс, винтовая характеристика.

Авторы заявляют об отсутствии возможных конфликтов интересов.

DOI: 10.24937/2542-2324-2023-1-403-134-141
UDC 629.5.038

Yu.N. Myasnikov, O.V. Savchenko, A.A. Tsybulyak 
Krylov State Research Centre, St. Petersburg, Russia

GRAPHICAL ANALYTIC METHOD OF OBTAINING TORQUE-VS-RPM CURVES FOR A COMBINED MARINE POWER PLANT

Object and purpose of research. This paper discusses combined marine power plants to develop an operational harmonization procedure for different main engines in steady running conditions at partial load.

Materials and methods. Graphical and computational analysis of propulsion system elements working jointly.

Main results. Development of procedure for construction of torque-vs-RPM curves of combined power plant, with demonstration of its practical application for a ship with CODAG power plant.

Conclusion. Main engine operation in terms of torque-vs-RPM curve is the best indicator for technical condition of propulsion system elements for a sea-going ship. If torque-vs-RPM curve for “newly built” condition is available, reliability of the engine could be kept at almost the maximum level by means of preventive maintenance.

Keywords: propeller, diesel, gas turbine, propulsion system, torque-vs-RPM curve.

The authors declare no conflicts of interest.

Для цитирования: Мясников Ю.Н., Савченко О.В., Цыбуляк А.Н. Расчетно-графический метод построения винтовых характеристик комбинированной энергетической установки корабля. Труды Крыловского государственного научного центра. 2023; 1(403): 134–141.

For citations: Myasnikov Yu.N., Savchenko O.V., Tsybulyak A.A. Graphical analytic method of obtaining torque-vs-RPM curves for a combined marine power plant. Transactions of the Krylov State Research Centre. 2023; 1(403): 134–141 (in Russian).

Введение

Introduction

Ядром паспортной диаграммы пропульсивного комплекса является винтовая характеристика, которая, в свою очередь, служит основой реализации программы прогрессивных испытаний кораблей и судов флота [1].

В [2] показана процедура проектного согласования собственных характеристик элементов пропульсивного комплекса корабля с главной дизельной энергетической установкой. В случае с комбинированной ЭУ (рис. 1) возникает задача согласования совместной работы разнородных главных двигателей на установившихся режимах работы, отличных от номинального. Более того, опыт проведения натурных испытаний кораблей и судов диктует настоятельную необходимость проведения оценочных расчетов и построения винтовых характеристик до начала испытаний.

Методика построения винтовых характеристик комбинированной энергетической установки корабля

Procedure for construction of CODAG torque-vs-RPM curves

В работе предлагается авторская методика расчетно-графического построения винтовых характеристик при совместной работе разнородных главных двигателей комбинированной энергетической установки корабля. Задача решается в относительных единицах. При выводе зависимостей принято допущение о постоянстве коэффициентов влияния гребного винта (ГВ) и корпуса корабля на всех режимах движения.

Для корабля с j -м количеством различных ГВ суммарный эффективный упор ΣP можно представить как

$$\Sigma P = j_1 P_1 + j_2 P_2, \quad (1)$$

где j_1 и j_2 – количество винтов первого и второго типов, приводимых соответственно дизелем и турбиной винта (ТВ) газотурбинного агрегата (ГТА).

Выразим суммарный упор гребных винтов в относительных единицах [3]:

$$\overline{\Sigma P} = \frac{j_1 P_1 + j_2 P_2}{j_1 P_{1ном} + j_2 P_{2ном}}. \quad (2)$$

Запишем выражение (2) в виде

$$\overline{\Sigma P} = \frac{j_1 \frac{P_1 \cdot P_{1ном}}{P_{1ном}} + j_2 \frac{P_2 \cdot P_{2ном}}{P_{2ном}}}{j_1 P_{1ном} + j_2 P_{2ном}}.$$

Обозначив $\frac{P_{1ном}}{P_{2ном}} = \alpha$ и произведя несложные преобразования, получим

$$\overline{\Sigma P} = \frac{j_1 \cdot \alpha}{j_1 \cdot \alpha + j_2} \overline{P}_1 + \frac{j_2}{j_1 \cdot \alpha + j_2} \overline{P}_2. \quad (3)$$

Коэффициенты при \overline{P}_1 и \overline{P}_2 имеют постоянное значение для конкретного корабля и характеризуют долю суммарного упора в относительных единицах, создаваемого соответственно винтами первого и второго типов.

Значение α определяется как

$$\alpha = \frac{N_{1ном} \cdot \eta_{1ном}}{N_{2ном} \cdot \eta_{2ном}}, \quad (4)$$

где $N_{1ном}$ – номинальная мощность ГВ первого типа; $\eta_{1ном}$ – пропульсивный КПД; $N_{2ном}$ – номинальная мощность ГВ второго типа; $\eta_{2ном}$ – пропульсивный КПД.

Выражение (3) носит общий характер и применимо для кораблей с разнородными главными двигателями.

С достаточным для практики приближением можно принять, что коэффициенты упора и момента гребных винтов изменяются в зависимости от относительной поступи λ_p по линейному закону (рис. 2).

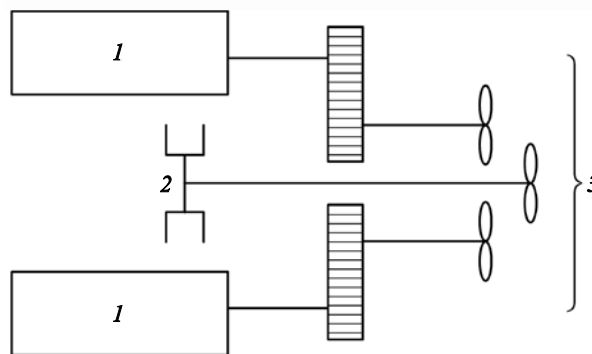


Рис. 1. Принципиальная схема комбинированной энергетической установки: 1 – дизель; 2 – турбина винта газотурбинного агрегата; 3 – гребные винты

Fig. 1. Principal layout of combined power plant: 1 – diesel, 2 – propulsion gas turbine, 3 – propellers

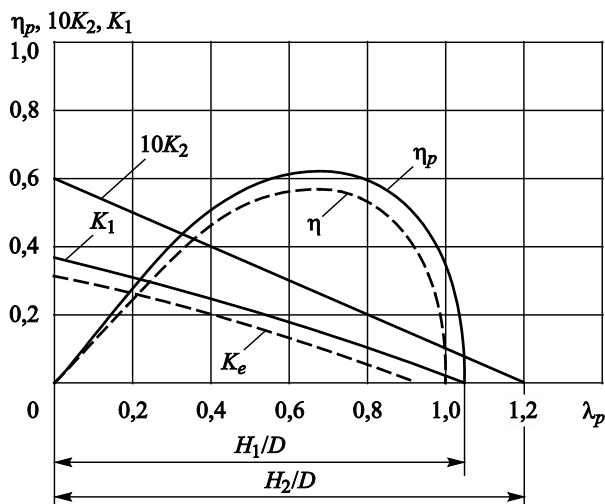


Рис. 2. Типовые гидродинамические характеристики гребного винта

Fig. 2. Typical hydrodynamic parameters of propeller

Тогда можно записать:

- коэффициент упора ГВ первого типа

$$K_{1-1} = \frac{\bar{\lambda}_{p1(K_1=0)} - \bar{\lambda}_{p1}}{\bar{\lambda}_{p1(K_1=0)} - 1}, \quad (5)$$

где $\bar{\lambda}_{p1(K_1=0)}$ – относительная поступь ГВ первого типа при нулевом значении коэффициента упора, $\bar{\lambda}_{p1}$ – текущее значение относительной поступи ГВ первого типа;

- коэффициент момента ГВ первого типа

$$K_{2-1} = \frac{\bar{\lambda}_{p1(K_2=0)} - \bar{\lambda}_{p1}}{\bar{\lambda}_{p1(K_2=0)} - 1}, \quad (6)$$

где $\bar{\lambda}_{p1(K_2=0)}$ – относительная поступь ГВ первого типа при нулевом значении коэффициента момента.

Подставив (5) в известную зависимость для определения упора ГВ

$$\bar{P}_1 = K_{1-1} \cdot \bar{n}_{B_1}^2,$$

получим

$$\bar{P}_1 = \frac{\bar{B}_1 - \bar{\lambda}_{p1}}{B_1 - 1} \cdot \frac{\bar{v}^2}{\bar{\lambda}_{p1}^2}, \quad (7)$$

где $\bar{B}_1 = \lambda_{p1(K_1=0)} = \text{const.}$

Решив уравнение (7), получим текущее значение относительной поступи ГВ первого типа

$$\bar{\lambda}_{p1} = \frac{-\bar{v}^2 \pm \sqrt{\bar{v}^4 + 4\bar{B}_1\bar{v}^2(\bar{P}_1 \cdot \bar{B}_1 - \bar{P}_1)}}{2(\bar{P}_1 \cdot \bar{B}_1 - \bar{P}_1)}. \quad (8)$$

Мощность, потребляемая ГВ первого типа,

$$\bar{N}_{B_1} = cM_{B_1} \cdot n_{B_1}, \quad (9)$$

где M_{B_1} – вращающий момент ГВ первого типа; n_{B_1} – частота вращения ГВ первого типа.

$$M_{B_1} = K_{2-1} \cdot \rho n_{B_1}^2 \cdot D_1^5, \quad (10)$$

где ρ – плотность воды; D_1 – диаметр ГВ первого типа.

С учетом (6)

$$\bar{N}_{B_1} = \frac{\bar{A}_1 - \bar{\lambda}_{p1}}{\bar{A}_1 - 1} \cdot \frac{\bar{v}^3}{\bar{\lambda}_{p1}^3}, \quad (11)$$

где $\bar{A}_1 = \bar{\lambda}_{p1(K_2=0)} = \text{const.}$

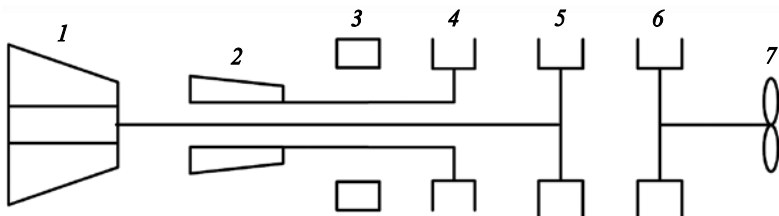


Рис. 3. Принципиальная схема газотурбинного агрегата: 1 – компрессор низкого давления; 2 – компрессор высокого давления; 3 – камера сгорания; 4 – турбина высокого давления; 5 – турбина низкого давления; 6 – турбина винта; 7 – гребной винт

Fig. 3. Principal layout of gas turbine: 1 – low-pressure compressor; 2 – high-pressure compressor; 3 – combustion chamber; 4 – high-pressure turbine; 5 – low-pressure turbine; 6 – propulsion turbine; 7 – propeller

Выражение для определения мощности ГВ второго типа (рис. 3) имеет вид

$$\bar{N}_{B_2} = \bar{\eta}_{т.в} \cdot \bar{N}_2, \quad (12)$$

где \bar{N}_2 – газовая мощность турбины винта; $\bar{\eta}_{т.в}$ – КПД турбины винта.

Для схемы ГТА (рис. 3) [4]

$$\bar{\eta}_{т.в} = \frac{n_{B_2}}{n_{B_{2\text{опт}}}} \left(2 - \frac{n_{B_2}}{n_{B_{2\text{опт}}}} \right); \quad (13)$$

$$n_{B_{2\text{опт}}} = n_{B_{2\text{опт.н}}} \sqrt[3]{\frac{N_2}{N_{2н}}}, \quad (14)$$

где $n_{B_{2\text{опт}}}$ – частота вращения ГВ при оптимальном КПД турбины винта; n_{B_2} – текущее значение частоты вращения ГВ ГТА; $n_{B_{2\text{опт.н}}}$ – частота вращения ГВ ГТА на номинальном режиме при оптимальном КПД турбины винта.

И выражение (12) можно записать в виде

$$\bar{N}_{B_2} = \frac{\bar{n}_{B_2}}{\sqrt[3]{\bar{N}_2}} \left(2 - \frac{\bar{n}_{B_2}}{\sqrt[3]{\bar{N}_2}} \right) \bar{N}_2. \quad (15)$$

Заменив \bar{n}_{B_2} его значением через относительную поступь ГВ $\bar{\lambda}_{p_2}$ и скорость корабля \bar{v} , получим

$$\bar{N}_{B_2} = \frac{\bar{v}}{\bar{\lambda}_{p_2} \cdot \sqrt[3]{\bar{N}_2}} \left(2 - \frac{\bar{v}}{\bar{\lambda}_{p_2} \cdot \sqrt[3]{\bar{N}_2}} \right) \bar{N}_2. \quad (16)$$

С другой стороны, аналогично (5), (6) упор и мощность ГВ второго типа определяются из выражения

$$\bar{P}_2 = \frac{\bar{B}_2 - \bar{\lambda}_{p_2}}{\bar{B}_2 - 1} \cdot \frac{\bar{v}^2}{\bar{\lambda}_{p_2}^2}, \quad (17)$$

где $\bar{B}_2 = \bar{\lambda}_{p_2(k_1=0)} = \text{const.}$

$$\bar{N}_{B_2} = \frac{\bar{A}_2 - \bar{\lambda}_{p_2}}{\bar{A}_2 - 1} \cdot \frac{\bar{v}^3}{\bar{\lambda}_{p_2}^3}, \quad (18)$$

где $\bar{A}_2 = \bar{\lambda}_{p_2(k_2=0)} = \text{const.}$

Текущее значение относительной поступи ГВ второго типа определится из совместного решения уравнений (16) и (18):

$$\bar{\lambda}_{p_2} = \frac{\bar{v} \bar{N}_2 \bar{A}_2 - \bar{v} \bar{N}_2 - \bar{v}^2 \sqrt[3]{\bar{N}_2} \pm \sqrt{\left(\bar{v} \bar{N}_2 \bar{A}_2 - \bar{v} \bar{N}_2 - \bar{v}^2 \sqrt[3]{\bar{N}_2} \right)^2 + 4 \left(2 \bar{N}_2 \bar{A}_2 \sqrt[3]{\bar{N}_2} - 2 \bar{N}_2 \sqrt[3]{\bar{N}_2} \right) \bar{A}_2 \bar{v}^2 \sqrt[3]{\bar{N}_2}}}{2 \left(2 \bar{N}_2 \bar{A}_2 \sqrt[3]{\bar{N}_2} - 2 \bar{N}_2 \sqrt[3]{\bar{N}_2} \right)}. \quad (19)$$

Резюме

Summary

Выведенные зависимости позволяют для конкретного корабля с комбинированной энергетической установкой априори рассчитать параметры совместной работы разнородных главных двигателей на любых установившихся режимах эксплуатации.

Покажем решение задачи на примере корабля с дизель-газотурбинной установкой (табл. 1). Последняя в настоящее время реализуется как совместное и раздельное использование дизеля и ГТА (CODAC), так и как только раздельная работа (CODOC). CODAC и CODOC взяты из английской классификации и означают в первом случае «дизель и газовая турбина», во втором – «дизель или газовая турбина».

Перспективы использования CODAC определяются длительностью сохранения преимуществ дизеля (экономичность) и ГТА (большая мощ-

Таблица 1. Тактико-технические данные главной энергетической установки [5]

Table 1. Main engine specifications [5]

Мощность ГЭУ	<ul style="list-style-type: none"> ▪ ДДМ 507А – 2×10 000 л.с.; ▪ ГТА М86 – 1×18 000 л.с.
Скорость корабля	<ul style="list-style-type: none"> ▪ максимальная – 36 уз; ▪ экономическая – 18 уз; ▪ малая – 9 уз
Число валов	3
Частота вращения валов	<ul style="list-style-type: none"> ▪ бортовые – 620 об/мин; ▪ средний – 585 об/мин
Гребные винты	<ul style="list-style-type: none"> ▪ бортовые: $D = 2$ м, $Z = 5$, $H/D = 1,2$, $A/A_d = 1,1$; ▪ средний: $D = 2,16$ м, $Z = 3$, $H/D = 1,2$, $A/A_d = 0,95$

ность при малой массе), а также возможностью обеспечения кратковременных форсажных (дизель и ГТА) и длительных экономичных режимов (дизель) хода корабля.

Расчет винтовых характеристик выполнен для противолодочного корабля, принципиальная схема главной энергетической установки (ГЭУ) которого показана на рис. 1.

Порядок расчета винтовых характеристик

Определение гидродинамических характеристик движителей на номинальном режиме.

1. Относительная поступь ГВ первого типа

$$\lambda_{p1} = \frac{v}{nD} = \frac{36 \cdot 0,515}{10,33 \cdot 2} = 0,9.$$

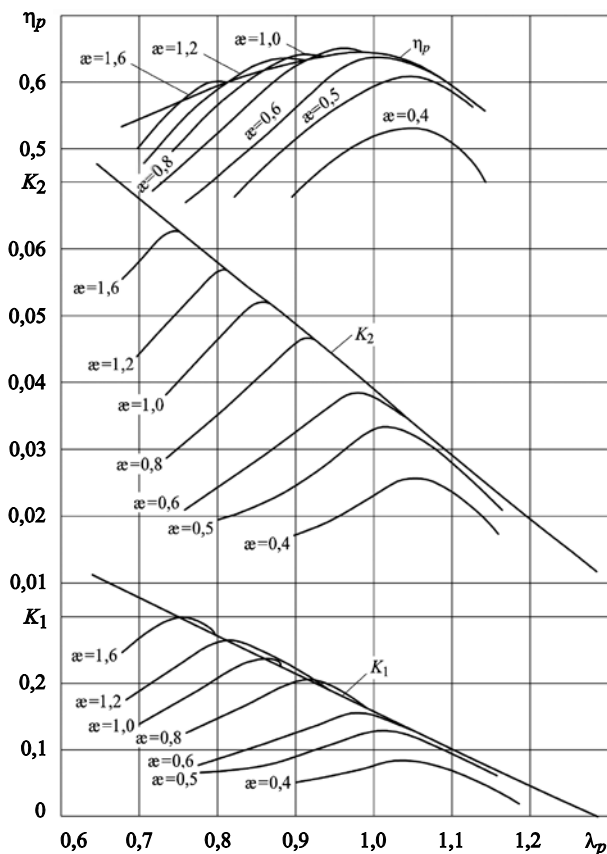


Рис. 4. Гидродинамические характеристики гребного винта ($A/A_d = 1,1$; $H/D = 1,2$; $Z = 5$)

Fig. 4. Hydrodynamic parameters of propeller ($A/A_d = 1.1$; $H/D = 1.2$; $Z = 5$)

2. Относительная поступь ГВ второго типа

$$\lambda_{p2} = \frac{v}{nD} = \frac{36 \cdot 0,515}{9,75 \cdot 2,16} \cong 0,88.$$

3. По диаграммам [6] (рис. 4, 5) находим коэффициенты упора и пропульсивный КПД ГВ первого и второго типов:

- винты первого типа: $K_{1-1} = 0,21$, $\eta_1 = 0,62$;
- винт второго типа: $K_{1-2} = 0,2$, $\eta_2 = 0,65$.

4. Вычисляем упор движителей:

$$P_1 = K_{1-1} \rho n^2 D^4 = 0,21 \cdot 1025 \cdot 10,33^2 \cdot 2^4 = 367424 = 37,5 \text{ т};$$

$$P_2 = K_{1-2} \rho n^2 D^4 = 0,2 \cdot 1025 \cdot 9,75^2 \cdot 2,16^4 = 424205 = 43,25 \text{ т};$$

$$P_{\Sigma} = 2 P_1 + P_2 = 2 \cdot 37,5 + 43,25 = 118,25 \text{ т}$$

или в процентном отношении

$$P_{\Sigma} = 0,64 P_1 + 0,36 P_2.$$

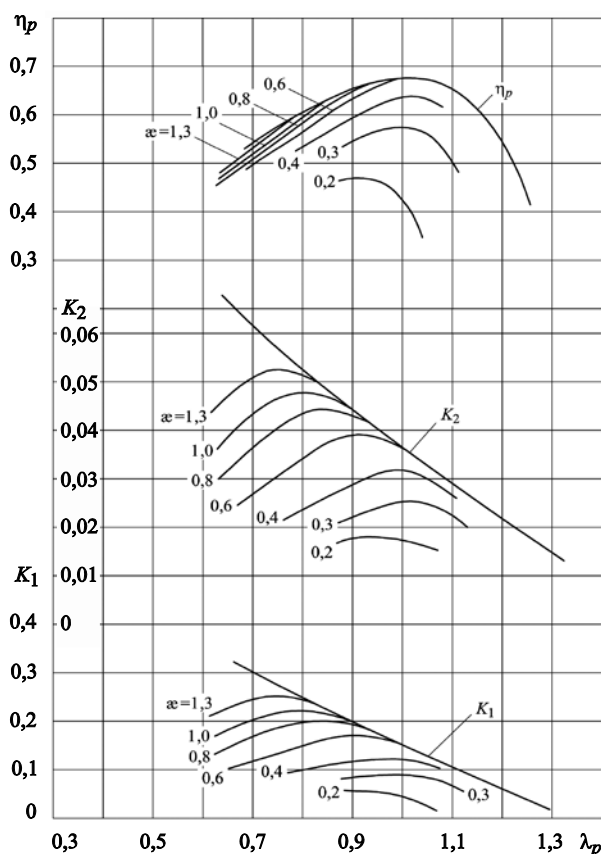


Рис. 5. Гидродинамические характеристики гребного винта ($A/A_d = 0,95$; $H/D = 1,2$; $Z = 3$)

Fig. 5. Hydrodynamic parameters of propeller ($A/A_d = 0.95$; $H/D = 1.2$; $Z = 3$)

С другой стороны, сопротивление корабля

$$R = P_{\Sigma} = \frac{N_B \cdot \eta}{v} = \frac{38\,000\,000 \cdot 0,65}{1,36 \cdot 36 \cdot 0,515} = 979\,599 \cong 100 \text{ т.}$$

Невязка $\frac{118,25}{100} = 1,18$ объясняется тем, что расчет выполнен без учета коэффициентов влияния гребных винтов и корпуса корабля.

5. Вычисляем доли суммарного упора в относительных единицах по формуле (3):

$$\bar{P}_{\Sigma} = \frac{\gamma_1 \cdot \alpha}{\gamma_1 \cdot \alpha + \gamma_2} \bar{P}_1 + \frac{\gamma_2}{\gamma_1 \cdot \alpha + \gamma_2} \bar{P}_2 = 0,68 \bar{P}_1 + 0,32 \bar{P}_2,$$

$$\text{где } \alpha = \frac{N_1 \cdot \eta_1}{N_2 \cdot \eta_2} = \frac{20000 \cdot 0,62}{18000 \cdot 0,65} = 1,059.$$

6. Принимаем среднюю величину составляющих суммарного упора $\bar{P}_{\Sigma} = 0,65 \bar{P}_1 + 0,35 \bar{P}_2$.

Таблица 2. Порядок расчета винтовых характеристик

Table 2. Procedure for torque-vs-RPM curves calculation

№ п/п	Определяемые параметры	Скорость корабля, относит. ед.			
		1,0	0,8	0,6	0,4
1	2	3	4	5	6
1	Относительная поступь ГВ первого типа при нулевом коэффициенте момента (рис. 4) $\bar{A}_1 = \bar{\lambda}_{p1(K_2=0)} = \text{const}$	1,412	1,412	1,412	1,412
2	Относительная поступь ГВ первого типа при нулевом коэффициенте упора (рис. 4) $\bar{B}_1 = \bar{\lambda}_{p1(K_1=0)} = \text{const}$	1,3	1,3	1,3	1,3
3	Относительная поступь ГВ второго типа при нулевом коэффициенте момента (рис. 5) $\bar{A}_2 = \bar{\lambda}_{p2(K_2=0)} = \text{const}$	1,55	1,55	1,55	1,55
4	Относительная поступь ГВ второго типа при нулевом коэффициенте упора (рис. 5) $\bar{B}_2 = \bar{\lambda}_{p2(K_1=0)} = \text{const}$	1,32	1,32	1,32	1,32
5	Относительная поступь ГВ первого типа (8)	1,0	0,956	0,896	0,804
6	Мощность на ГВ первого типа (11)	1,0	0,649	0,376	0,181
7	Относительная поступь ГВ второго типа (19)	1,0	0,907	0,791	0,675
8	Мощность на ГВ второго типа (18)	1,0	0,83	0,603	0,331
9	Суммарная мощность главной ЭУ $\bar{N}_{\Sigma} = 0,65 \bar{N}_1 + 0,35 \bar{N}_2$	1,0	0,701	0,44	0,232
10	Ход под дизелями $\bar{N}_{B1} = 0,65 N_1$	0,65	0,421	0,244	0,117
11	Скорость хода под дизелями	0,65	0,52	0,39	0,26
12	Совместная работа на режимах $\bar{N}_{\Sigma} = 0,65 \bar{N}_1 + 0,35 \bar{N}_2$ (0,2; 0,4; 0,6; 0,8; 1,0)	0,72	0,479	0,286	0,140
		0,79	0,537	0,328	0,163
		0,86	0,595	0,370	0,186
		0,93	0,653	0,370	0,163
		1,0	0,653	0,370	0,163

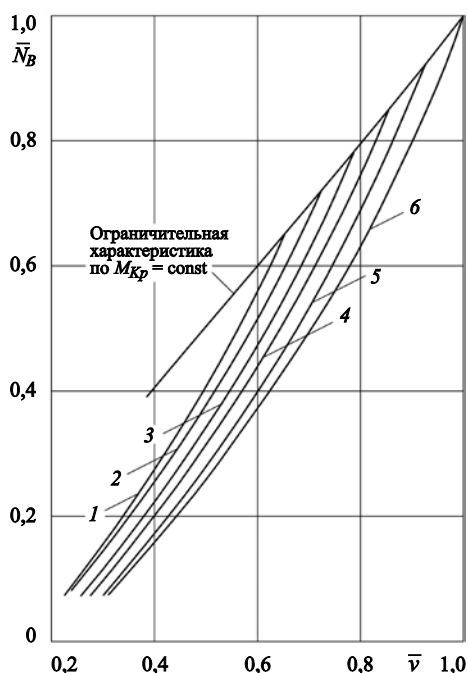


Рис. 6. Режимы совместной работы комбинированной энергетической установки корабля:

- 1 – винтовая характеристика при ходе под дизелями ($N_{ГТА} = 0$);
- 2 – винтовая характеристика дизеля при совместной работе с ГТА при мощности последней 0,2 от номинальной;
- 3 – то же при мощности ГТА 0,4 от номинальной;
- 4 – то же при мощности ГТА 0,6 от номинальной;
- 5 – то же при мощности ГТА 0,8 от номинальной;
- 6 – то же при номинальной мощности ГТА

Fig. 6. Scenarios of joint CODAG operation (torque-vs-RPM curves): 1 – diesel only ($N_{GT} = 0$); 2 – diesel + gas turbine (20 % load); 3 – diesel + gas turbine (40 % load); 4 – diesel + gas turbine (60 % load); 5 – diesel + gas turbine (80 % load); 6 – diesel + gas turbine (rated load, 100 %)

7. Дальнейший расчет ведем в табличной форме, задавая скорость корабля 1,0; 0,8; 0,6; 0,4 от номинальной (табл. 2).

На рис. 6 представлены винтовые характеристики на режимах совместной работы комбинированной ЭУ корабля, построенные по результатам расчетных процедур, выполненных по разработанной авторами методике.

Заключение

Conclusion

Работа главного двигателя по винтовой характеристике – зеркало эталонного технического со-

стояния элементов пропульсивного комплекса морского судна.

В настоящий момент вектор совершенствования эксплуатационной компоненты жизненного цикла судовых технических средств характеризуется активным внедрением методов и приборов технической диагностики судового оборудования, что дает возможность радикально изменить систему технического обслуживания судов (СТО) путем перехода на СТО по фактическому техническому состоянию.

В указанных условиях наличие эталонного портрета обеспечивает определение и прогнозирование изменения технического состояния судового оборудования без его разборки и демонтажа в процессе прямого использования, что позволяет за счет своевременной профилактики удерживать показатели надежности на уровне, близком к начальному.

Список использованной литературы

1. Мясников Ю.Н., Савченко О.В. Прогрессивные испытания кораблей и судов флота. Санкт-Петербург : Крыловский государственный научный центр, 2021. 130 с.
2. Савченко О.В., Мясников Ю.Н. Паспортная диаграмма пропульсивного комплекса морского судна // Судостроение. 2022. № 2. С. 21–30.
3. Мясников Ю.Н., Захаренко Б.В. Графоаналитический метод построения винтовых характеристик комбинированной энергетической установки // Вопросы судостроения. Серия: Судовые энергетические установки. 1977. Вып. 13. С. 3–9.
4. Переходные процессы в газотурбинных установках / Под ред. И.В. Котляра. Ленинград : Машиностроение, 1973. 254 с.
5. Малый противолодочный корабль пр. 1124 «Альбатрос» (Grisha) // Оружие СССР и России : [сайт]. URL: <http://www.war-russia.info/index.php/nomenclatura-vooruzhenij/358-vmf/nadvodnye-korabli/protivolodochnye-korabli/1780-malyj-protivolodochnyj-korabl-pr-1124-albatros-grisha-1970g> (дата обращения: 10.11.2022).
6. Атлас гидродинамических характеристик гребных винтов. [Б. м.], 1976. 91 с. (ОСТ 5.4123-74 ; прил. № 4).

References

1. Myasnikov Yu.N., Savchenko O.V. Progressive tests of ships. St. Petersburg : Krylov State Research Centre. 2021. 130 p. (in Russian).
2. Savchenko O.V., Myasnikov Yu.N. Performance curves of propulsion system for sea-going ship // Sudostroyeniye. 2022. No. 2. P. 21–30 (in Russian).

3. *Myasnikov Yu.N., Zakharenko B.V.* Graphical analytic method of obtaining torque-vs-RPM curves for a combined power plant // *Voprosy sudostroyeniya (Shipbuilding Matters): Marine Power Systems series*. 1977. Vol. 13. P. 3–9 (*in Russian*).
4. *Transient processes in gas turbines / Ed. I.V. Kotlyar*. Leningrad : Mashinostroyeniye, 1973. 254 p. (*in Russian*).
5. Project 1124 “Grisha”-class corvette // *Soviet and Russian weapons* : [site]. URL: <http://www.war-russia.info/index.php/nomenklatura-vooruzhenij/358-vmf/nadvodnye-korabli/protivolodochnye-korabli/1780-malyj-protivolodochnyj-korabl-pr-1124-albatros-grisha-1970g> (Accessed: 10.11.2022) (*in Russian*).
6. *Atlas of hydrodynamic characteristics of propellers*. 1976. 91 p. (Standard OST 5.4123-74 ; Annex 4) (*in Russian*).

Сведения об авторах

Мясников Юрий Николаевич, д.т.н., главный научный сотрудник отдела перспективного развития предприятия и инновационных разработок ФГУП «Крыловский государственный научный центр». Адрес: 196158, Россия, Санкт-Петербург, Московское шоссе, д. 44. E-mail: yu.myasnikov@yandex.ru.

Савченко Олег Владиславович, к.т.н., генеральный директор ФГУП «Крыловский государственный научный

центр». Адрес: 196158, Россия, Санкт-Петербург, Московское шоссе, д. 44. Тел.: +7 (812) 415-46-23. E-mail: krylov@krylov.spb.ru.

Цыбуляк Анастасия Николаевна, специалист 1-й категории отдела перспективного развития предприятия и инновационных разработок ФГУП «Крыловский государственный научный центр». Адрес: 196158, Россия, Санкт-Петербург, Московское шоссе, д. 44. E-mail: a.n.tsybulyak@gmail.com. <https://orcid.org/0000-0003-1592-8728>.

About the authors

Yury N. Myasnikov, Dr. Sci. (Eng.), Chief Researcher, Department of Enterprize Development & Innovations, Krylov State Research Centre. Address: 44, Moskovskoe sh., St. Petersburg, Russia, post code 196158. E-mail: yu.myasnikov@yandex.ru.

Oleg V. Savchenko, Cand. Sci. (Eng.), Director General, Krylov State Research Centre. Address: 44, Moskovskoe sh., St. Petersburg, Russia, post code 196158. Tel.: +7 (812) 415-46-23. E-mail: krylov@krylov.spb.ru.

Anastasiya N. Tsybulyak, 1st category expert, Department of Enterprize Development & Innovations, Krylov State Research Centre. Address: 44, Moskovskoe sh., St. Petersburg, Russia, post code 196158. E-mail: a.n.tsybulyak@gmail.com. <https://orcid.org/0000-0003-1592-8728>.

Поступила / Received: 05.10.22

Принята в печать / Accepted: 03.02.23

© Мясников Ю.Н., Савченко О.В., Цыбуляк А.Н., 2023