

СУДОВЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ, СИСТЕМЫ И УСТРОЙСТВА

УДК 629.12.03

М. Н. Покусаев,

д-р техн. наук, профессор,
Астраханский государственный технический университет;

М. К. Овсянников,

д-р техн. наук, профессор,
ГУМРФ имени адмирала С. О. Макарова;

К. О. Сибряев,

канд. техн. наук,
Астраханский государственный технический университет;

К. Е. Хмельницкий,

аспирант,
Астраханский государственный технический университет

АНАЛИЗ ХАРАКТЕРИСТИК КРУТИЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ В ГРЕБНОМ ВАЛЕ СУДОВ КЛАССА «РЕКА–МОРЕ»

ANALYSIS OF TORSIONAL VIBRATIONS CHARACTERISTICS IN THE PROPELLER SHAFT OF “RIVER–SEA” CLASS SHIPS

В краткой форме представлены результаты расчетно-теоретического и экспериментального анализа характеристик крутильных колебаний судового вала во всем диапазоне эксплуатационных режимов его работы в сравнении со значениями, допускаемыми Правилами Морского и Речного регистров судоходства РФ.

Some results of theoretical, calculated and experimental researches of ship propeller shaft torsional vibration characteristics and their analyses in the range of operation conditions as compared with meanings assumed by the Rules of Sea and River Registers are presented in the article.

Ключевые слова: машинно-двигательный комплекс, главный дизель, крутильная схема, торсиографирование, силиконовый демпфер, гребной винт.

Key words: engine-propulsion complex, main diesel engine, torsional scheme, torcionalgrafic installation, cilicon damper, ship propeller.

В УСЛОВИЯХ Волго-Каспийского бассейна на судах типа «река–море», судах рыбопромыслового и речного флотов широко распространены среднеоборотные дизели, выходной фланец коленчатого вала которых жестко соединен с валопроводом и винтом фиксированного шага.

Одной из важных особенностей эксплуатации этих судов (по сравнению с морскими) является частая смена режимов хода (по многочисленным и разным причинам). Это существенно влияет в целом на ресурс главных дизелей и валопроводов с их подшипниками — от упорных до дейдвудных.

Смена скорости вращения вала в любом случае изменяет его вибрационные характеристики, а вместе с ними и общую картину вибраций всех элементов судового набора с возможностью приближения их к опасным до аварийных.

В связи с этим изучение, как теоретическое, так и экспериментальное, включая натурные измерения крутильных колебаний в валах, представляло и представляет актуальный научный и практический интерес. В качестве объекта исследования выбран машинно-двигательный комплекс (МДК) судна пр. 1743 «Омский–99».

Главная установка двухвальная. В каждую линию вала входит: главный дизель 6NVD48A2U с силиконовым демпфером (типа В-790, эффективный момент инерции демпфера

285 Нм²), промежуточный вал с опорным подшипником и гребной вал на двух дейдвудных подшипниках.

По рекомендациям, изложенным в документе «Заключение по торсиографированию главных двигателей т/х «Омский–99»» № 95-02, принятым к сведению Балтийской инспекцией Российского морского регистра судоходства от 19 июня 2002 г., зону 275–285 об/мин следует считать ограничивающей для дизеля правого борта. Данная рекомендация сохранена без изменений Астраханской инспекцией Российского морского регистра судоходства 20 июня 2004 г. (№ 30-1743-01-04 «Окончательное заключение по результатам торсиографирования машинно-двигательного комплекса»).

Крутильная схема МДК данного судна с демпфером, одноузловая и двухузловая формы колебаний представлены на рис. 1.

На основе проведенных расчетов крутильных колебаний валовой линии данного судна без демпфера методом Терских [1] сделан вывод, что в рабочем диапазоне частот вращения вала главного дизеля есть резонансная зона (около 275 об/мин при номинальной частоте вращения вала $n = 310$ об/мин), в которой прочность валопровода не гарантирована.

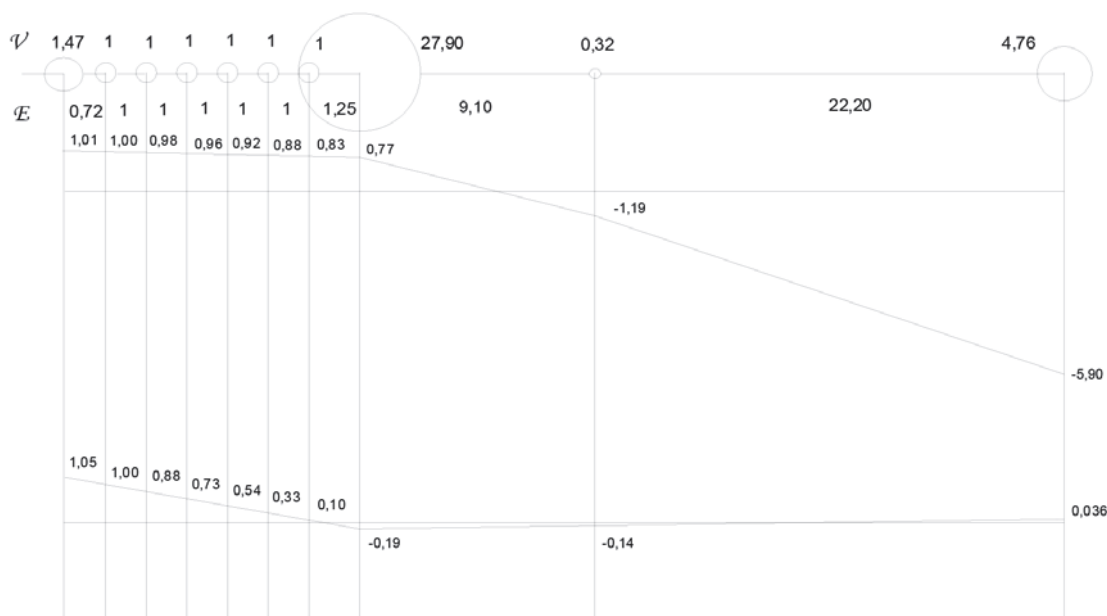


Рис. 1. Дискретная крутильная схема МДК судна с демпфером, одноузловая и двухузловая формы колебаний

Наиболее содержательными являются графики развития суммарных напряжений в коленчатых валах главных двигателей судна пр. 1743 «Омский–99» как с демпфером, так и без него. Данные графики и выделенные в результате гармонического анализа основные резонансы 6, 9 и 12-го порядков одноузловой и двухузловой форм колебаний представлены на рис. 2. Там же приведены допускаемые для длительной работы напряжения по правилам Российского морского регистра судоходства (РС) [2].

Правила классификации и постройки морских судов [2] регламентируют работу силиконового демпфера в составе судового дизеля, указывая в п. 8.8.4 нижнюю границу работоспособности демпфера, который должен обеспечивать снижение напряжений (следовательно, и амплитуд крутильных колебаний) не менее чем до 85 % от соответствующих допускаемых напряжений. В данном случае это условие не выполняется, то есть применение демпфера крутильных колебаний не обеспечивает необходимой эффективности снижения колебаний в опасных резонансных зонах.

Покажем влияние изменения частоты колебаний на развитие крутильных колебаний (рис. 2 и последующие).

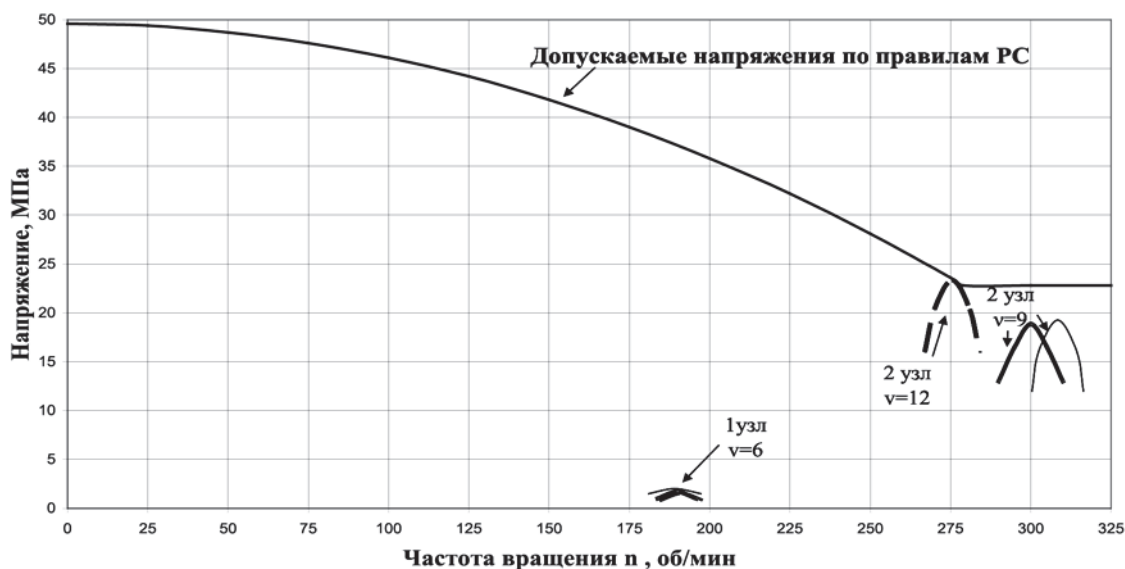


Рис. 2. Напряжения в коленчатых валах главных дизелей судна пр. 1743

(v — порядок колебаний)

----- — расчетные напряжения без демпфера;

————— — напряжения, полученные при тензометрировании с демпфером;

————— — расчетные напряжения с демпфером

Зависимость между частотой колебаний абсолютной системы N и безразмерной частотой $\sqrt{\Delta}$ свободных колебаний определяется по формуле [3]:

$$N = \frac{30}{\pi} \omega = \frac{30}{\pi \sqrt{\vartheta_0 e_0}} \sqrt{\Delta}, \quad (1)$$

где $\vartheta_0 e_0$ — постоянные системы.

Заменяем данную многомассовую систему эквивалентной ей трехмассовой (путем объединения близко расположенных масс в одну).

Ориентировочное значение частот одноузловой и двухузловой форм колебаний трехмассовой системы определяется по формуле [3]:

$$\Delta_1, \Delta_2 = \frac{1}{2} \left(\frac{\vartheta_1 + \vartheta_2}{\vartheta_1 \cdot \vartheta_2 \cdot E_{1,2}} + \frac{\vartheta_2 + \vartheta_3}{\vartheta_2 \cdot \vartheta_3 \cdot E_{2,3}} \right) \mp \sqrt{\frac{1}{4} \left(\frac{\vartheta_1 + \vartheta_2}{\vartheta_1 \cdot \vartheta_2 \cdot E_{1,2}} + \frac{\vartheta_2 + \vartheta_3}{\vartheta_2 \cdot \vartheta_3 \cdot E_{2,3}} \right)^2 - \left(\frac{\vartheta_1 + \vartheta_2 + \vartheta_3}{\vartheta_1 \cdot \vartheta_2 \cdot \vartheta_3 \cdot E_{1,2} \cdot E_{2,3}} \right)}. \quad (2)$$

При варьировании элементами системы (моментами инерции масс и податливостью участков вала) можно приблизительно оценить изменения частоты колебаний по формулам (1) и (2).

По методике Терских [1] амплитуда колебаний определяется по формуле

$$\frac{A_{\text{рез}}}{|\alpha_t|} = \frac{M_y (1 - S_{\text{дв}}) |m_z^{(1)} \alpha_z|}{H_{\text{дв}}^{\text{фр}} (\alpha_1^2 + \alpha_6^2) + H_{\text{пр}}^{\text{фр}} \alpha_{\text{пр}}^2 + H_{\text{в}}^{\text{фр}} \alpha_{\text{в}}^2}, \quad (3)$$

где $A_{\text{рез}}$ — расчетная резонансная амплитуда свободных колебаний (АСК) первой массы двигателя;

α_t — относительная АСК той же массы;

M_y — модуль безразмерной комплексной амплитуды возмущающего момента, приложенного к первой массе двигателя;

$S_{\text{дв}}$ — приведенный коэффициент сухого трения в валах дизеля;

$|m_z^{(1)}\alpha_z|$ — геометрическая сумма безразмерных амплитуд для главных порядков возмущающего момента;

$H_{дв}^{\Phi}$ — безразмерная фрикционная стойкость равных масс двигателя от вязкого трения;

$H_{п}^{\Phi}$ — безразмерная фрикционная стойкость приводов;

$H_{в}^{\Phi}$ — безразмерная фрикционная стойкость гребного винта;

$\alpha_1, \alpha_6, \alpha_{пр}, \alpha_v$ — амплитуды свободных колебаний двигателя, привода и винта соответственно.

Оценим зависимость параметров, входящих в формулу (3), от изменения частоты колебаний. Так как опасной является двухузловая форма (частота колебаний 3306,2 кол/мин), варьировать N будем от 1500 до 4000 кол/мин (25–66 Гц).

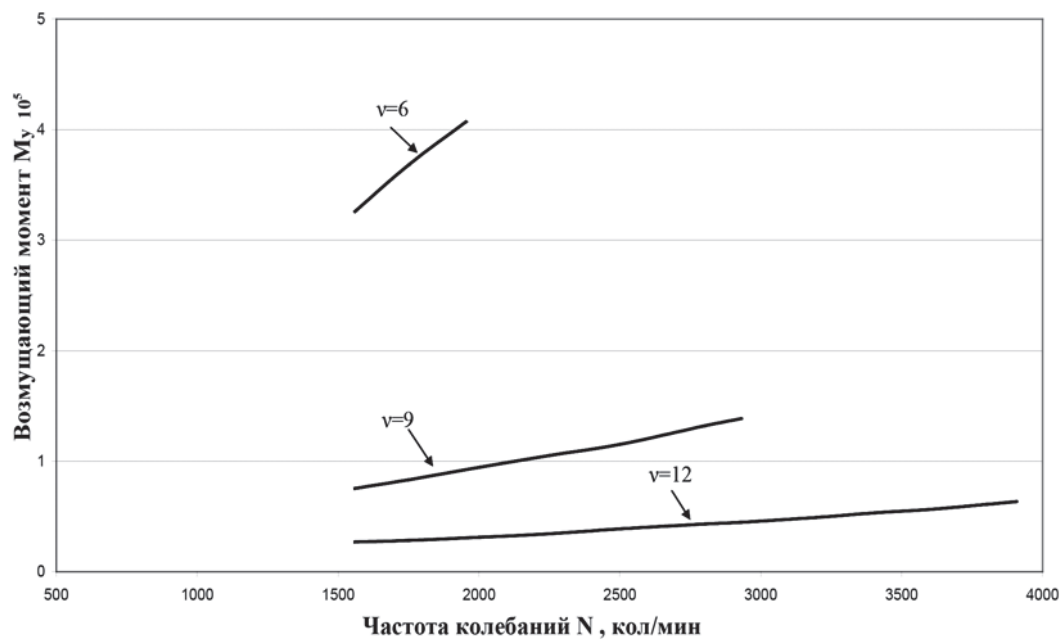


Рис. 3. Зависимость возмущающего момента от частоты колебаний

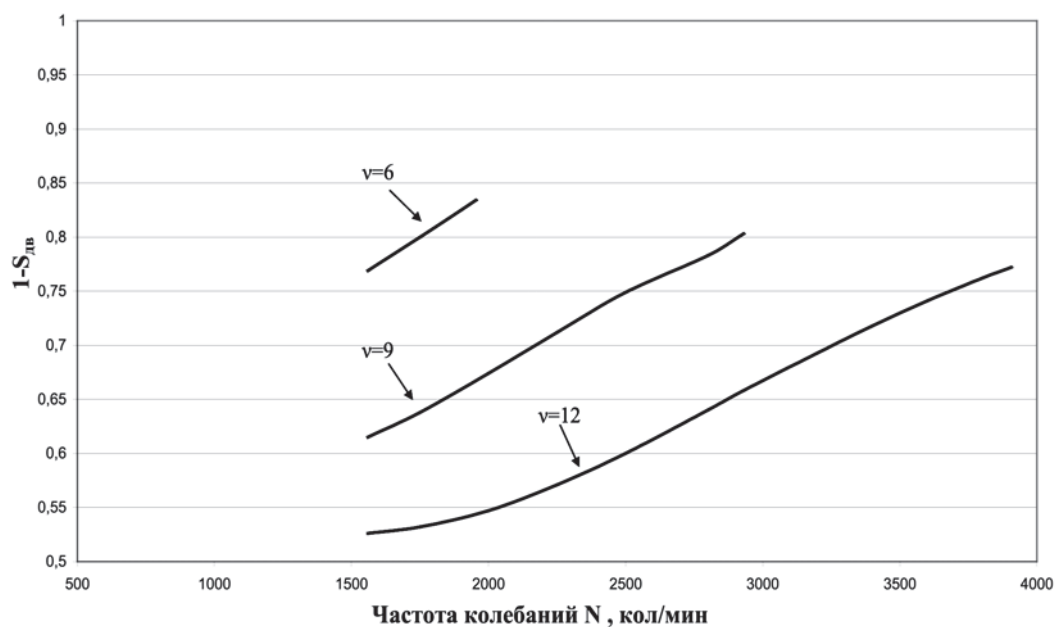


Рис. 4. Зависимость $(1 - S_{дв})$ от частоты колебаний

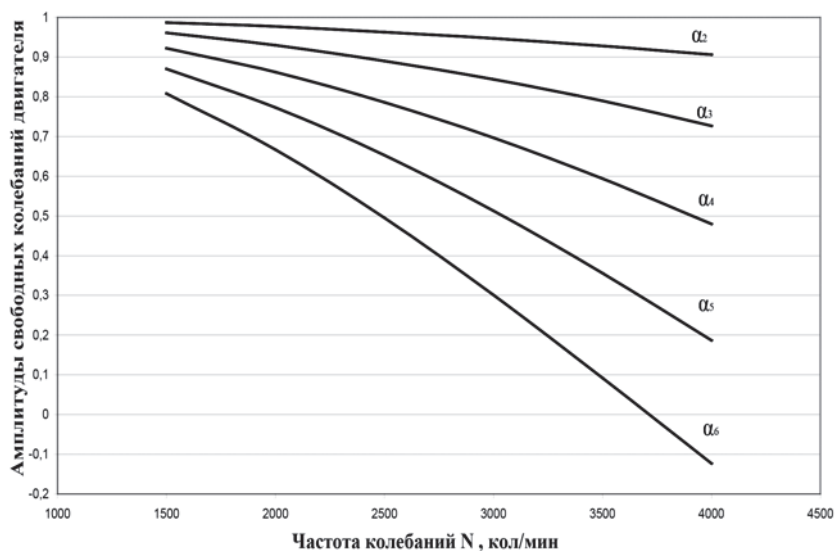


Рис. 5. Зависимость амплитуд свободных колебаний вала двигателя от частоты колебаний

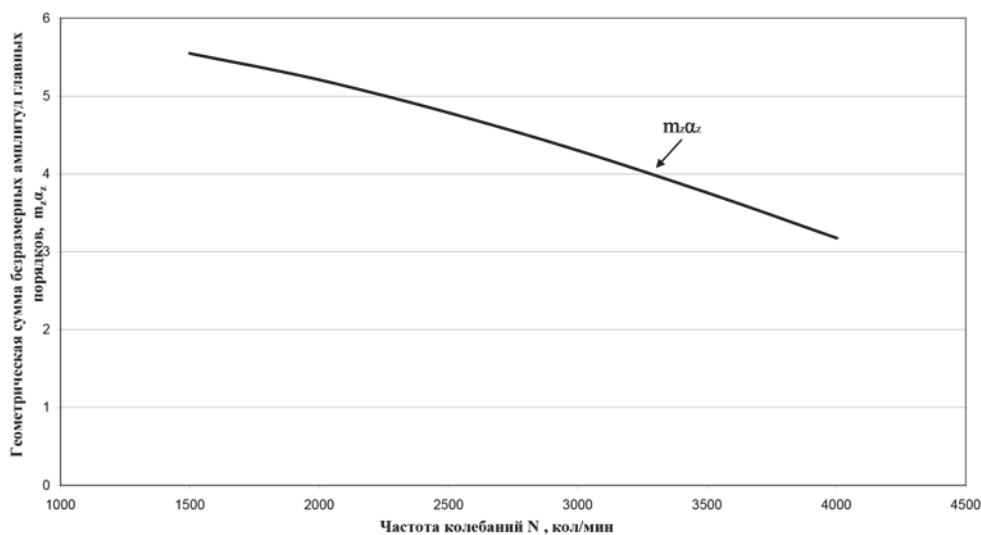


Рис. 6. Зависимость $|m_z^{(1)}\alpha_z|$ от частоты колебаний

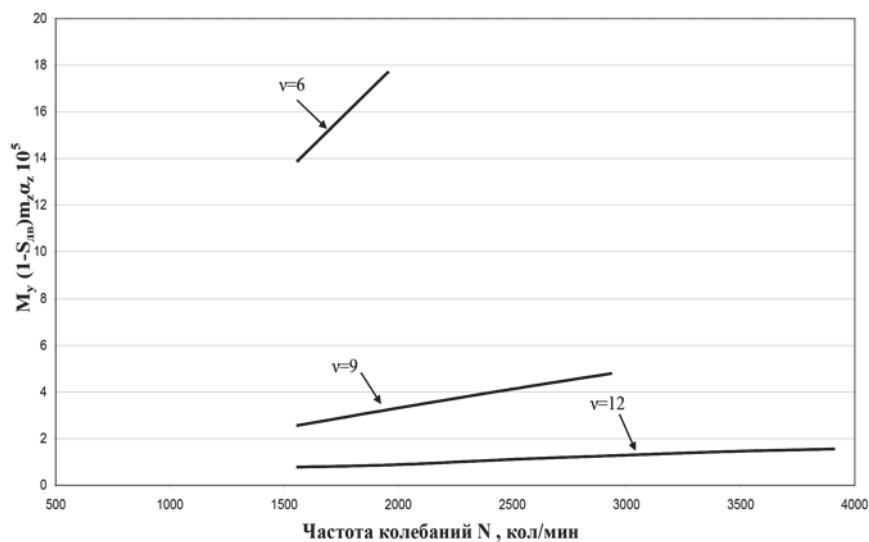


Рис. 7. Зависимость $M_y(1-S_{лв})|m_z^{(1)}\alpha_z|$ от частоты колебаний

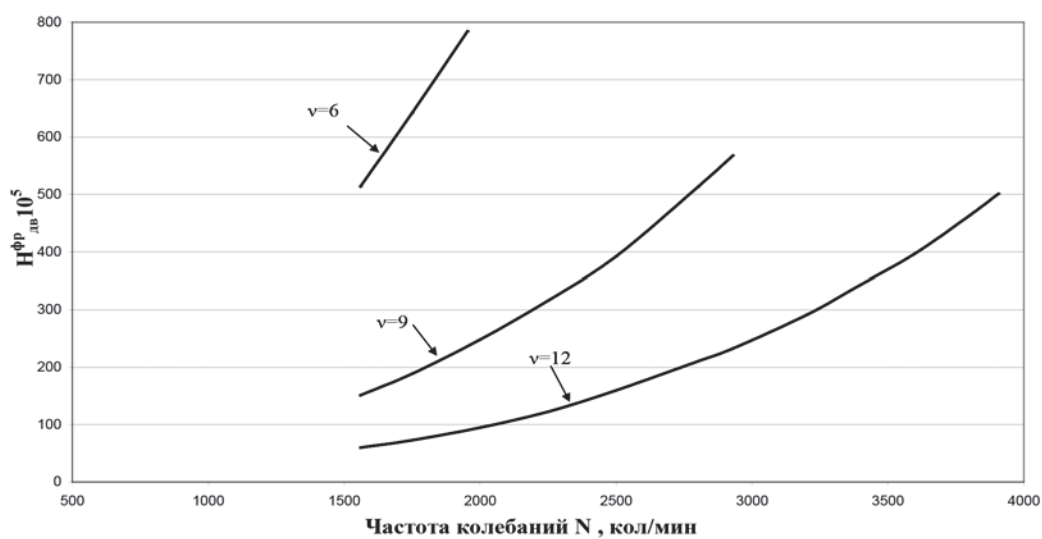


Рис. 8. Зависимость $H^{\phi}_{дв} \cdot 10^5$ от частоты колебаний

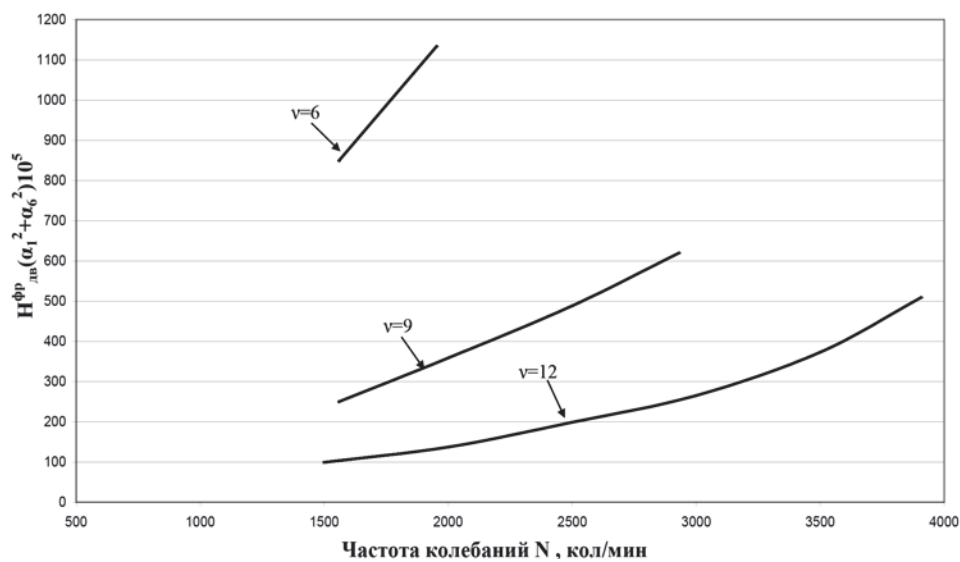


Рис. 9. Зависимость $H^{\phi}_{дв} (\alpha_1^2 + \alpha_{\epsilon}^2) \cdot 10^5$ от частоты колебаний

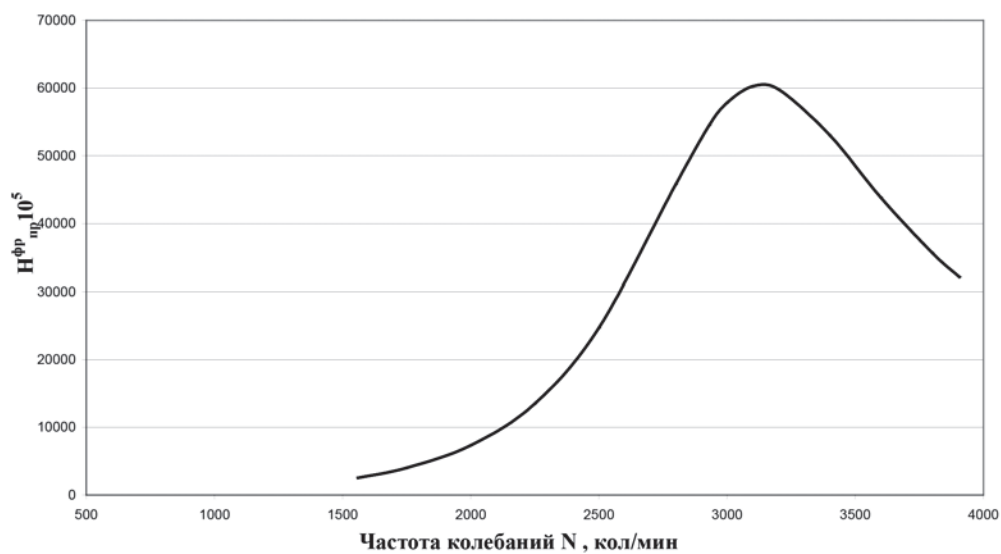


Рис. 10. Зависимость $H^{\phi}_{пр} \cdot 10^5$ от частоты колебаний

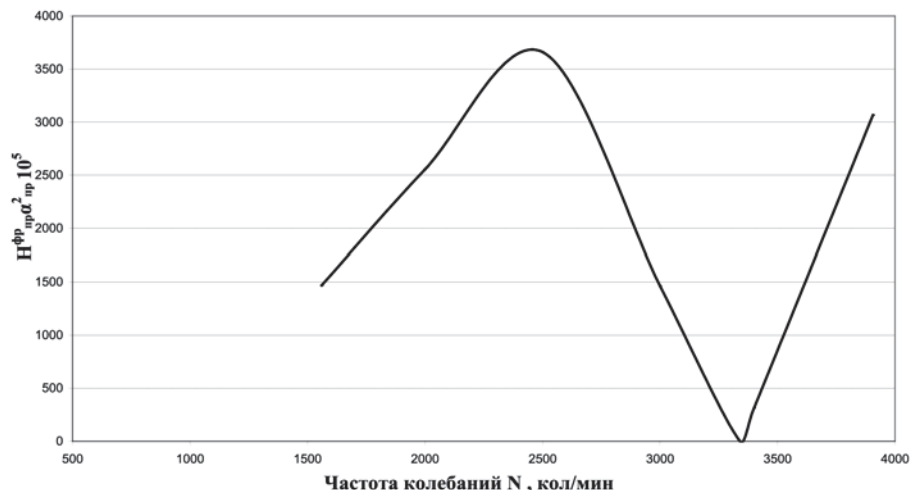


Рис. 11. Зависимость $H^{\phi}_{np} \alpha^2_{np} 10^5$ от частоты колебаний

Безразмерная фрикционная стойкость гребного винта определяется по следующей формуле [1]:

$$H^{\phi}_B = \left(\frac{D}{100} \right)^5 a_B N n_{рез} \frac{ek}{m} [1 - l x(x + 0,4)] \sqrt{\frac{\mu^2 + f}{\mu^2 + 0,35}} e_0, \quad (4)$$

где e, k, m, l, x — параметры элементов гребного винта, не зависящие от частоты колебаний, определяются согласно [1] в зависимости от относительной поступи винта λ .

$$\lambda = \frac{H}{D} - 0,3 \text{ (ходовой режим).}$$

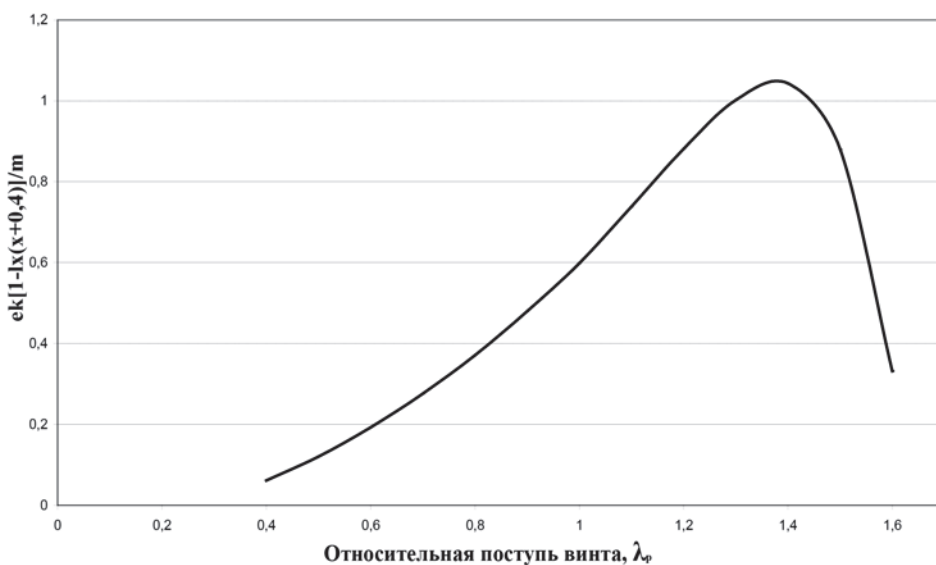


Рис. 12. Зависимость $\frac{ek}{m} [1 - l x(x + 0,4)]$ от относительной поступи винта

При увеличении относительной поступи винта до 1,4 будет увеличиваться фрикционная стойкость винта.

Относительная поступь винта данного судна равна 0,65 при ходовом режиме.

Увеличение относительной поступи винта до определенного предела благоприятно влияет на демпфирование крутильных колебаний.

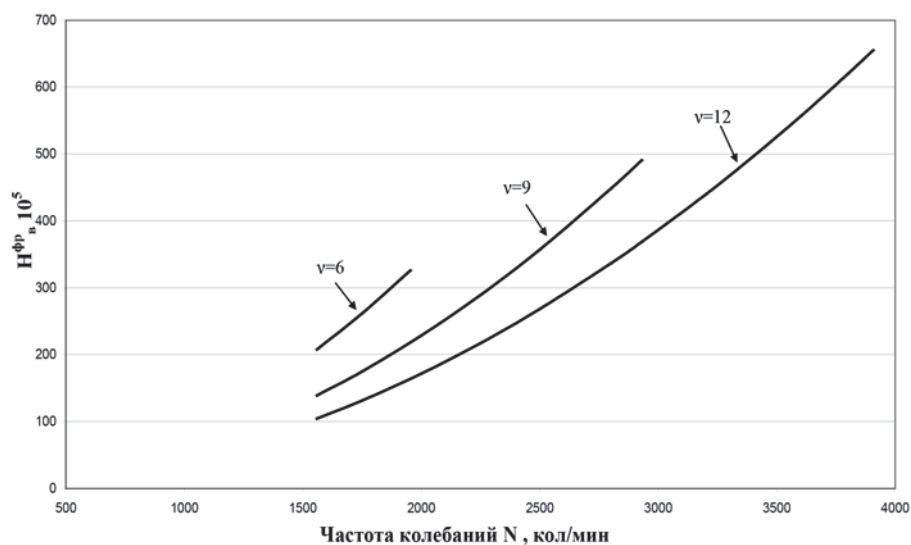


Рис. 13. Зависимость $H^{\phi}_B \cdot 10^5$ от частоты колебаний

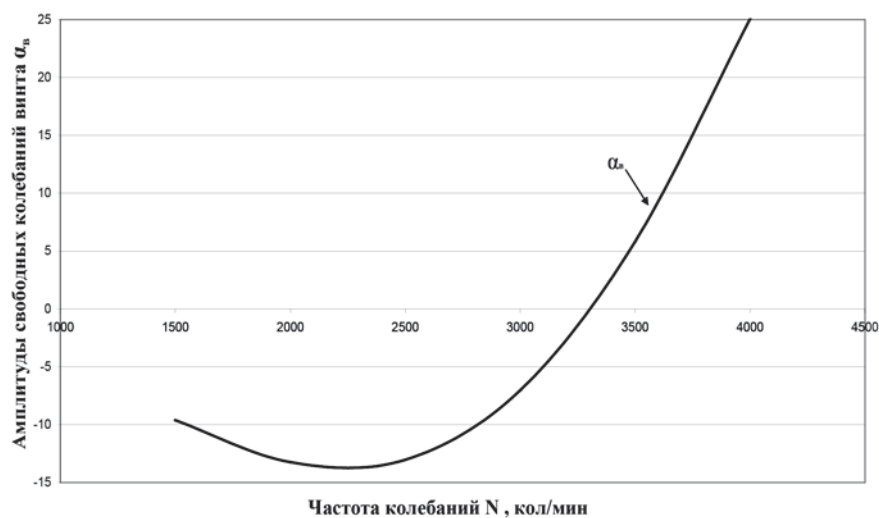


Рис. 14. Зависимость α_B от частоты колебаний

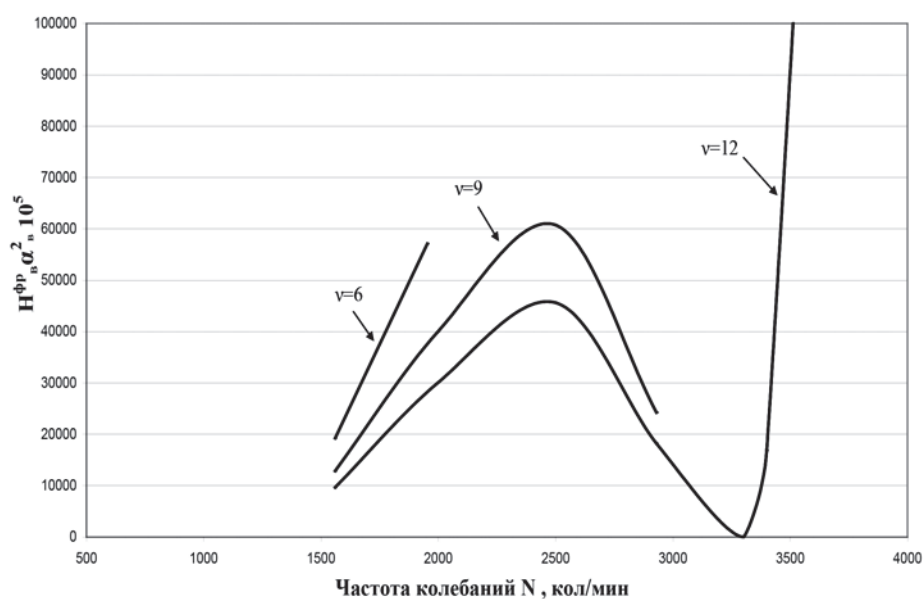


Рис. 15. Зависимость $H^{\phi}_B \alpha_B^2 \cdot 10^5$ от частоты колебаний

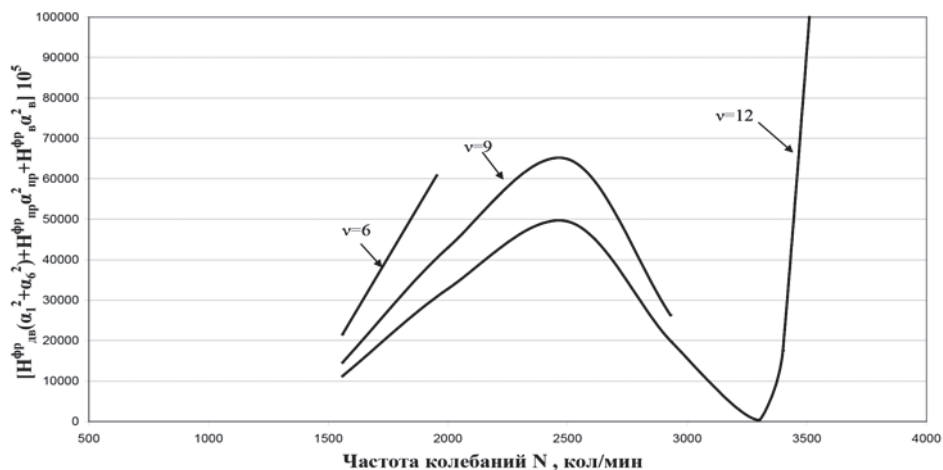


Рис. 16. Зависимость $[H_{дв}^{фр}(\alpha_1^2 + \alpha_6^2) + H_{пр}^{фр}\alpha_{пр}^2 + H_{в}^{фр}\alpha_v^2] \cdot 10^5$ от частоты колебаний

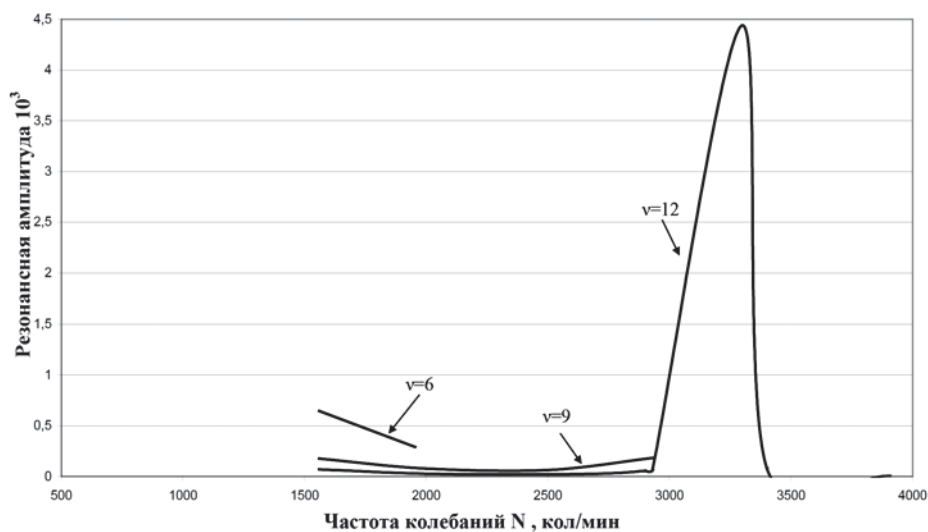


Рис. 17. Зависимость резонансной амплитуды от частоты колебаний

Чтобы определить напряжения в валах, необходимо резонансную амплитуду умножить на масштаб напряжений. Масштаб напряжений зависит от безразмерной амплитуды эластического момента вала при частоте свободных колебаний данной формы и диаметра вала.

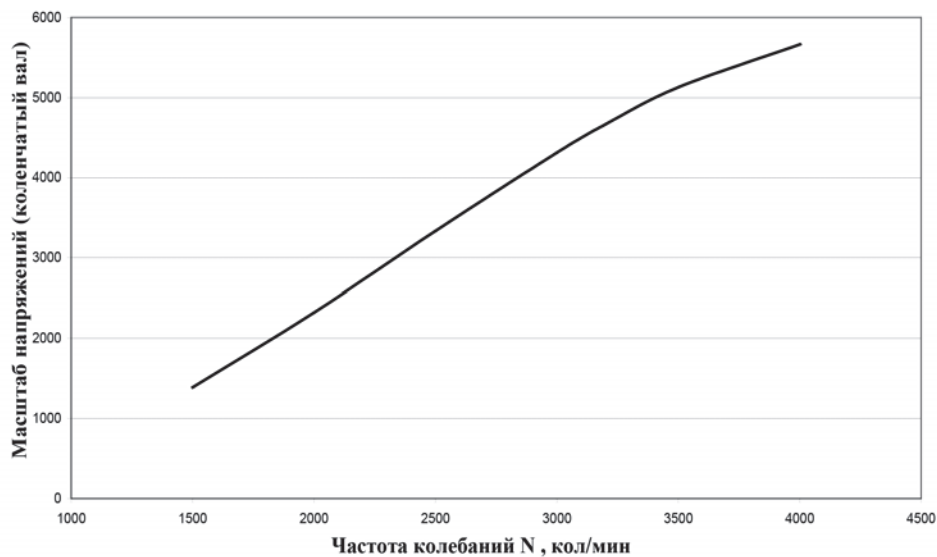


Рис. 18. Зависимость масштаба напряжений (коленчатый вал) от частоты колебаний

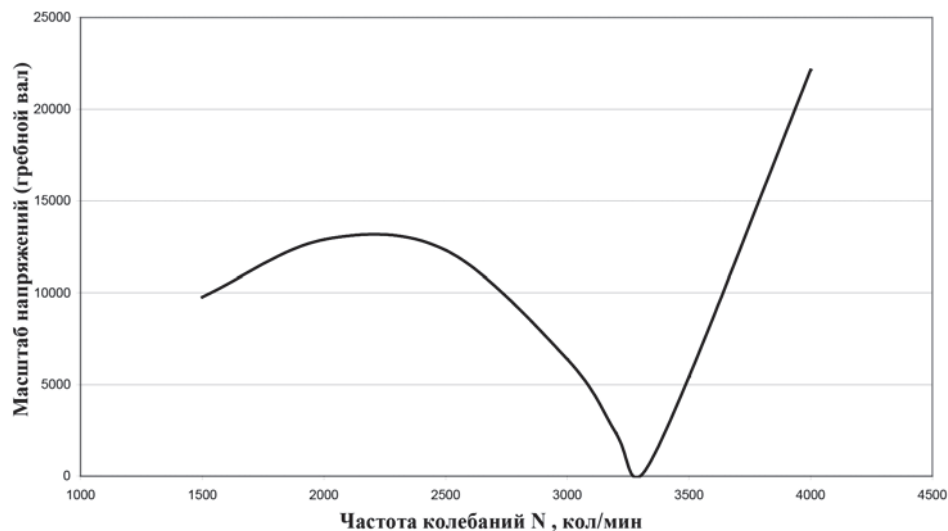


Рис. 19. Зависимость масштаба напряжений (гребной вал) от частоты колебаний

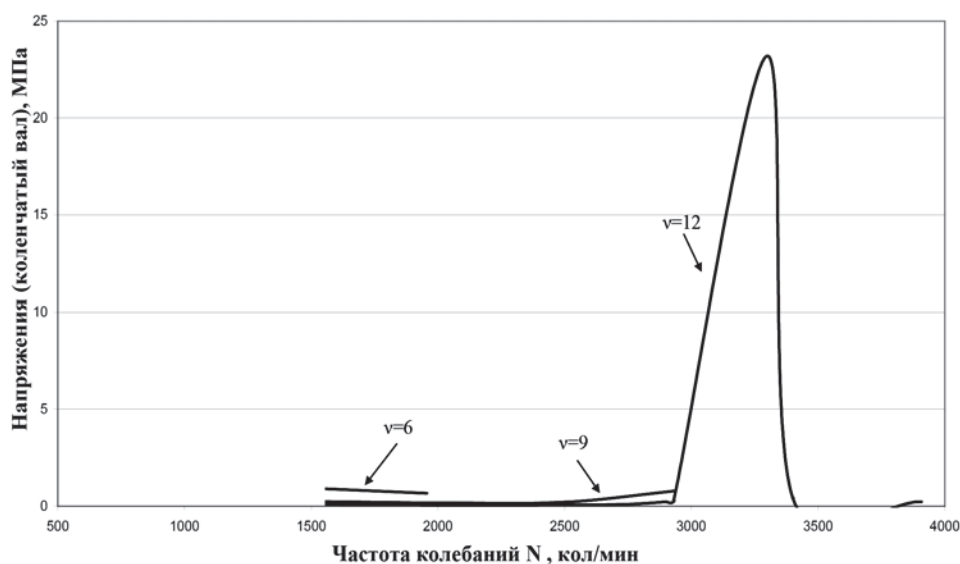


Рис. 20. Зависимость напряжений (коленчатый вал) от частоты колебаний

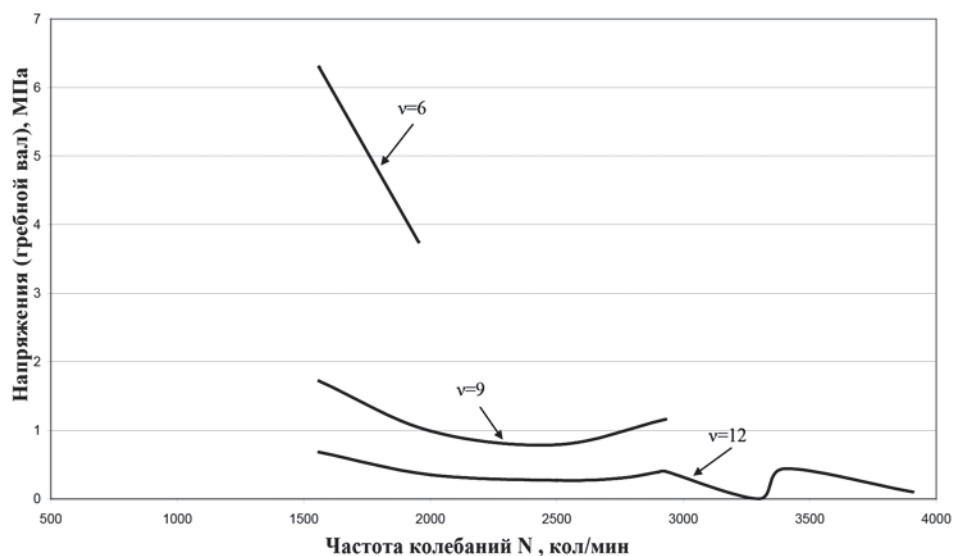


Рис. 21. Зависимость напряжений (гребной вал) от частоты колебаний

В нашем случае резонансная амплитуда при двухузловой форме колебаний (частота колебаний 3306 кол/мин) достигает максимальной величины, а следовательно, и напряжения будут максимальными. Варьируя элементами системы (моментами инерции масс и податливостью участков вала), можно сместить частоту колебаний и тем самым снизить резонансную амплитуду и напряжения, исключив запретную зону из диапазона частот вращения двигателя.

Для любого МДК на стадии проектирования варьированием элементами системы и приведенными выше зависимостями можно получить те частоты колебаний, при которых нет необходимости в установке демпфера крутильных колебаний.

Сложные современные инструментальный измерения вибро- и тензохарактеристик, технологию его использования в лабораторных и натурных (судовых) условиях, а также методику обработки результатов с оценкой возможных погрешностей авторы представят в отдельной статье.

Список литературы

1. Терских В. П. Крутильные колебания валопровода силовых установок / В. П. Терских. — Л.: Судостроение, 1969–1970. — Т. 1–4. Прил.
2. Российский морской регистр судоходства. Правила классификации и постройки морских судов. — СПб., 2008. — Т. 2. — 691 с.
3. Истомин П. А. Крутильные колебания в судовых ДВС / П. А. Истомин. — Л.: Судостроение, 1968. — 304 с.

УДК 629.5.03.001.26

И. А. Боровикова,
канд. техн. наук, доцент,
Санкт-Петербургский государственный
морской технический университет

ОПТИМИЗАЦИЯ РАБОТЫ СУДОВОЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКИ

OPTIMIZATION OF SHIP POWER PLANT WORK

В предлагаемой работе на основе анализа современных тенденций развития энергетических установок приводятся методика выбора исходных параметров судовых энергетических установок новых проектов судов, дается по возможности законченное логическое изложение основных зависимостей, положенных в основу выбора исходных параметров и при оптимизации работы установки, и последующего анализа реализуемой конструкции.

The paper, on the basis of thorough analysis of current trends in the development of power plants gives the methods of selecting initial parameters of power plant for new ship designs. The paper presents possible logical statement of the basic dependencies as the basis of initial parameters choice and for optimization of the plant and subsequent analysis of the implemented design.

Ключевые слова: судовые энергетические установки, оптимизация работы СЭУ, энергоемкость транспортировки, режим оптимального энергоиспользования, анализ энергосбережения судна.

Key words: ship power plants, optimization of the SPP, the energy intensity of transportation, mode of optimal energy use, analysis of vessel energy-saving.