

DOI: 10.21821/2309-5180-2020-12-2-359-368

ASSESSMENT OF SYNCHRONOUS VIBRATIONS RISKS AS EXEMPLIFIED IN THE SHAFTING TORSIONAL VIBRATIONS ANALYSIS FOR R118 PROJECT PASSENGER SHIP

V. V. Martianov

Admiral Makarov State University of Maritime and Inland Shipping,
St. Petersburg, Russian Federation

High requirements for the failure-free operation of the ship propulsion complex dictate the need to assess the risk of resonance torsional vibrations of the shaft line. The methodology for calculating resonant torsional vibrations of a ship shaft line is considered on the example of a passenger ship of P118 project. The technical parameters of the ship and its power plant are given. The calculated discrete mathematical model of the shaft line is presented and its parameters are determined, the main stages of the torsional vibrations calculation are described, and the calculations results for each stage are presented. As a result of computer simulation using a discrete mathematical model, the natural frequency of torsional vibrations of the shaft line and the corresponding potentially dangerous frequencies of the shaft line rotation are determined. For the engine to operate at dangerous frequencies the exciting moments from the engine are calculated and the forced vibrations amplitudes are determined. The calculation of forced vibrations is based on determining the driving torques caused by the engine operation. The engine characteristics necessary to obtain an indicator diagram of its duty cycle are described in the paper. The dependence of the tangential force versus crankshaft rotation angle is obtained as a result of a force analysis of the engine mechanism. For the harmonic analysis of the obtained dependence, a specially written for this purpose program is used. Performing these calculations for all operating modes of the engine makes it possible to establish the dependence of the tangential force harmonic components on the crankshaft rotational speed and construct the corresponding graphs. On the basis of the obtained dependences, the driving moments of the engine are determined. When calculating the driving torques, the well-known empirical formulas are used in the work. Based on the forced vibrations calculation results, the most dangerous section of the shaft line is determined. An analysis of the presented results makes it possible to formulate recommendations both in terms of possible structural changes (during the design or significant modernization of ships), and in terms of restrictions on operational conditions.

Keywords: ship, engine, shafting, propeller shaft, propeller screw, exploitation, torsional vibrations, assessment, resonance.

For citation:

Martianov, Vladimir V. "Assessment of synchronous vibrations risks as exemplified in the shafting torsional vibrations analysis for R118 project passenger ship." *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechno flota imeni admiral S. O. Makarova* 12.2 (2020): 359–368. DOI: 10.21821/2309-5180-2020-12-2-359-368.

УДК 621.431:629

ОЦЕНКА УГРОЗЫ ВОЗНИКНОВЕНИЯ РЕЗОНАНСНЫХ КОЛЕБАНИЙ НА ПРИМЕРЕ РАСЧЕТА КРУТИЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ СУДОВОГО ВАЛОПРОВОДА ПАССАЖИРСКОГО ТЕПЛОХОДА ПР. P118

В. В. Мартьянов

ФГБОУ ВО «ГУМРФ имени адмирала С. О. Макарова»,
Санкт-Петербург, Российская Федерация

Высокие требования к безотказной работе судового пропульсивного комплекса диктуют необходимость оценки риска возникновения резонансных крутильных колебаний валопровода. Методика расчета резонансных крутильных колебаний судового валопровода рассмотрена на примере пассажирского теплохода проекта P118. Приведены технические параметры теплохода и его энергетической установки. Представлена расчетная дискретная математическая модель валопровода и определены ее параметры, описаны основные этапы расчета крутильных колебаний и приведены результаты вычислений по каждому этапу.

В результате компьютерного моделирования с использованием дискретной математической модели определена собственная частота крутильных колебаний валопровода и соответствующие ей потенциально опасные частоты вращения валопровода. Для работы двигателя на опасных частотах рассчитаны вынуждающие моменты от двигателя и определены амплитуды вынужденных колебаний. Приведены характеристики двигателя, необходимые для получения индикаторной диаграммы его рабочего цикла. Зависимость тангенциальной силы от угла поворота коленчатого вала получена в результате силового анализа механизма двигателя. Для гармонического анализа полученной зависимости использована специально написанная для этой цели программа. Выполнение указанных вычислений для всех эксплуатационных режимов работы двигателя позволило установить зависимость гармонических составляющих тангенциальной силы от частоты вращения коленчатого вала и построить соответствующие графики. На основе полученных зависимостей определены вынуждающие моменты от двигателя. При расчете вынуждающих моментов в работе использованы известные в инженерной практике эмпирические формулы. По результатам расчета вынужденных колебаний определен наиболее опасный участок валопровода. Анализ представленных результатов дает возможность сформулировать рекомендации как в части возможных конструктивных изменений (при проектировании или существенной модернизации судов), так и в части ограничений эксплуатационных режимов.

Ключевые слова: судно, двигатель, валопровод, гребной вал, гребной винт, эксплуатация, крутильные колебания, оценка, резонанс.

Для цитирования:

Мартьянов В. В. Оценка угрозы возникновения резонансных колебаний на примере расчета крутильных колебаний судового валопровода пассажирского теплохода пр. Р118 / В. В. Мартьянов // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. — 2020. — Т. 12. — № 2. — С.359–368. DOI: 10.21821/2309-5180-2020-12-2-359-368.

Введение (Introduction)

Валопровод судовой энергетической установки является упругой системой, работающей в условиях периодически изменяющихся нагрузок — сил и вращающих моментов. В результате действия этих нагрузок в валопроводе возникают колебания нескольких видов: крутильные, осевые и изгибные. Поскольку валопровод, как любая упругая система, обладает собственными частотами, наибольшую опасность для его работы представляют резонансные колебания, возникающие при совпадении частот нагрузок с одной из собственных частот. Амплитуды колебаний и деформации различных участков валопровода резко возрастают даже при частотах, близких к резонансным, и могут превысить предельно допустимые. Такие колебания могут привести не только к поломкам самого валопровода, но и вызвать сильную вибрацию корпусных конструкций, особенно вблизи опор валопровода [1]–[4].

Крутильные колебания с амплитудами, превышающими допустимые значения, нередко вызывают повреждения валопровода [5]. Непосредственной причиной поломок является усталость материала в местах возникновения наибольших напряжений. Чаще всего случаются повреждения упорных подшипников, коленчатых и гребных валов [6]. Это связано с конструктивными особенностями данных участков валопровода [7], [8].

Оценка угрозы возникновения резонансных колебаний требует выполнения расчета, который включает ряд этапов [9], рассмотренных на примере расчета крутильных колебаний для пассажирского теплохода пр. Р118.

Методы и материалы (Methods and Materials)

Общая характеристика элементов валопровода теплохода: пассажирский теплоход пр. Р118 (тип «Фонтанка») предназначен для прогулочных и экскурсионных перевозок по городским рекам и каналам [10], представляет собой одновинтовое двухпалубное судно с кормовым расположением машинного отделения; водоизмещение — 31,060 т. Габаритная длина судна — 20,6 м, ширина — 5,43 м, высота борта — 1,3 м, осадка — 0,44 м, скорость — 16 км/ч. Главным двигателем является дизель ЯМЗ-238ГМ2 производства компании ПАО «Ярославский моторный завод» мощностью 177 кВт (240 л. с.).

Технические характеристики дизеля ЯМЗ-238ГМ2 [11]:

– мощность — 177 кВт (240 л. с.);

– частота вращения коленчатого вала — 2100 мин⁻¹;

- число цилиндров — 8;
- тип двигателя — четырехтактный с воспламенением от сжатия;
- расположение цилиндров — V-образное;
- расположение кривошипов под углом 90°;
- диаметр цилиндра — 130 мм;
- ход поршня — 140 мм.

Главная передача прямая, дизель соединен с гребным винтом посредством гребного и промежуточного валов. Промежуточный вал (муфта P140-T «Python-Drive»). Гребной винт фиксированного шага, левого вращения имеет следующие параметры: диаметр — 0,45 м, шаговое отношение — 0,436, дисковое отношение — 1,1, число лопастей — 3, масса – 23 кг, момент инерции — 0,179 кг·м².

На первом этапе необходимо составить расчетную модель валопровода и вычислить ее параметры. При исследовании динамических процессов в механических системах, обладающих упругими свойствами, обычно используются дискретные модели, позволяющие в расчетных целях заменить реальный механизм системой чередующихся масс и соединений. Считается, что дискретные массы недеформируемы и обладают лишь инерционными свойствами, а соединения лишены массы и обладают лишь упругими свойствами.

В результате детального анализа конструкций всех элементов валопровода с использованием заводской документации и выполнения значительного объема вычислений была получена дискретная модель, приведенная на рис. 1.

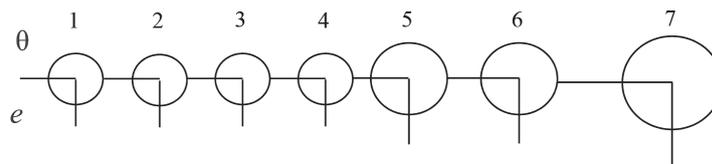


Рис. 1. Дискретная модель судового валопровода теплохода пр. P118

Условные обозначения:

- массы 1–4 — коленчатый вал двигателя; масса 5 – маховик;
- масса 6 — промежуточный вал; масса 7 — гребной винт

Необходимые для расчетов динамики валопровода параметры дискретной модели приведены в табл. 1. Для перехода к безразмерным параметрам использованы следующие формулы:

$$\vartheta_i = \frac{\theta_i}{\theta_0}; \quad E_{i,i+1} = \frac{e_{i,i+1}}{e_0},$$

где θ_i и e_i — постоянные дискретной модели.

Принимаем следующие значения θ_0 и e_0 : $\theta_0 = 0,0545 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$; $e_0 = 3,281 \cdot 10^{-8}$.

Отметим, что величины θ_0 и e_0 вычислены с использованием приближенных формул Терских и при расчете момента инерции гребного винта учитывается присоединенная масса воды.

Таблица 1

Параметры дискретной модели судового валопровода теплохода пр. P118

Номер массы	$e, \text{Н}^{-1}\cdot\text{м}^{-1}$	$\theta, \text{кг}\cdot\text{м}^2$	E	ϑ
1	–	0,0545	–	1
2	$3,281 \cdot 10^{-8}$	0,0545	1	1
3	$3,281 \cdot 10^{-8}$	0,0545	1	1
4	$3,281 \cdot 10^{-8}$	0,0545	1	1
5	$1,260 \cdot 10^{-8}$	1,362	0,384	24,99
6	$3,512 \cdot 10^{-7}$	0,749	10,704	13,74
7	$1,505 \cdot 10^{-5}$	0,600	458,702	11,00
	–		–	

Полученная дискретная модель валопровода использовалась при математическом моделировании его работы в различных режимах.

Вторым этапом расчета крутильных колебаний является определение собственных частот валопровода и потенциально опасных частот вращения валопровода. Для определения собственных частот использовалась разработанная автором программа численного решения системы дифференциальных уравнений, описывающих динамику дискретной модели валопровода. В результате машинного расчета крутильных колебаний в рабочем диапазоне 0–300 Гц определена лишь одна (одноузловая) форма колебаний с частотой $n_{e1} = 58,890$ Гц.

Для нахождения опасных частот вращения валопровода была построена лучевая диаграмма, анализ которой показал, что при собственной частоте n_{e1} у теплохода пр. Р118 в рабочем диапазоне частот вращения валопровода возможны резонансы на четырех частотах:

- резонанс третьего порядка одноузловой формы (лопастная частота) соответствует частоте вращения 1373 мин⁻¹;
- резонанс четвертого порядка одноузловой формы (моторная частота) соответствует частоте вращения 1032 мин⁻¹;
- резонанс шестого порядка одноузловой формы (лопастная частота) соответствует частоте вращения 685 мин⁻¹;
- резонанс восьмого порядка одноузловой формы (моторная частота) соответствует частоте вращения 513 мин⁻¹.

На третьем этапе расчета необходимо определить вынуждающие моменты от двигателя.

По результатам теплового расчета на номинальном режиме были получены следующие значения: максимальное давление цикла 6,46 МПа; давление конца сжатия 4,55 МПа; давление в начале выпуска 0,27 МПа; степень сжатия 16,5; степень повышения давления 1,42; степень последующего расширения 12,20; степень предварительного расширения 1,35.

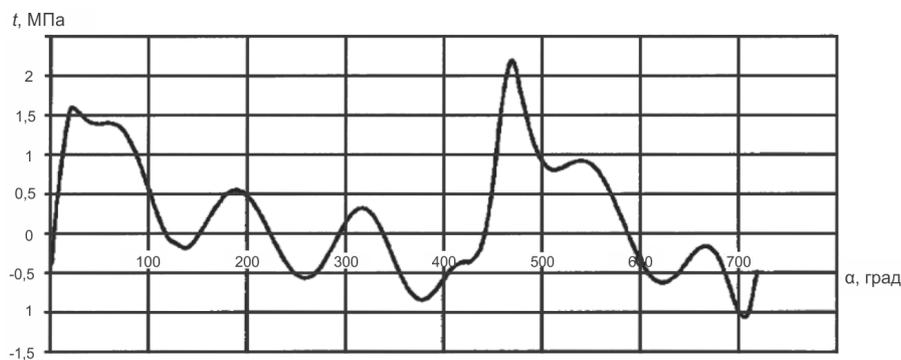


Рис. 2. Тангенциальная сила в функции угла поворота коленчатого вала

Полученные значения дали возможность построить индикаторную диаграмму и выполнить силовой анализ механизма двигателя. Таким образом, была определена зависимость тангенциальной силы от угла поворота коленчатого вала (рис. 2). Последующий гармонический анализ этой зависимости дал результаты, представленные в табл. 2. Подобные расчеты были выполнены для всех эксплуатационных режимов работы двигателя.

Таблица 2

Гармонические составляющие тангенциальной силы

ν	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	5,5	6,0
t_{ν}	0,18	0,60	0,56	0,01	0,44	0,20	0,13	0,25	0,10	0,16	0,16	0,01

t_v , МПа

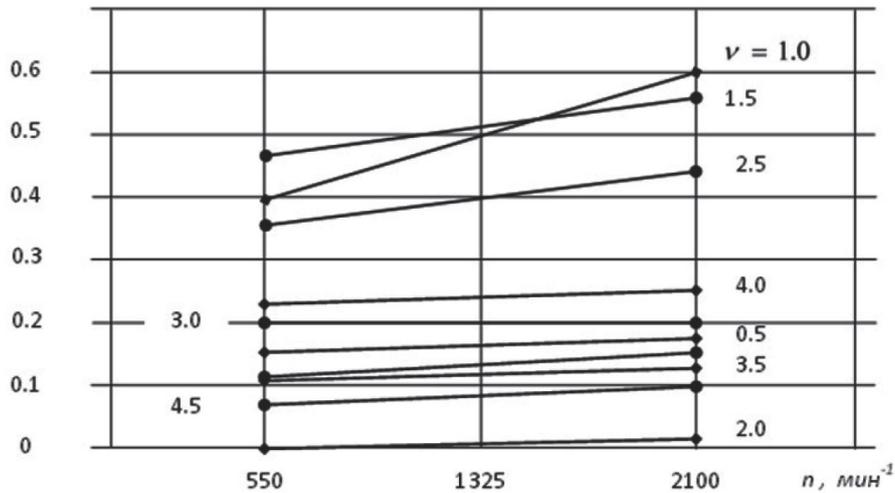


Рис. 3. Гармоники тангенциальной силы в зависимости от оборотов коленчатого вала

По результатам расчетов были построены графики зависимости гармонических составляющих тангенциальной силы от частоты вращения вала двигателя, работающего по винтовой характеристике (рис. 3). Полученные зависимости являются основой для определения вынуждающих моментов от двигателя.

Расчет резонансных колебаний третьего порядка. Резонансные колебания третьего порядка обусловлены работой гребного винта с частотой вращения 1373 мин⁻¹. Амплитуда вынуждающего момента для этого случая может быть определена по формуле

$$M_{v=3} = 0,042 \cdot M_m = 0,042 \cdot 368,291 = 15,468 \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad (1)$$

где M_m — среднее значение крутящего момента гребного винта.

Для вычисления крутящего момента могут быть использованы эмпирические зависимости:

$$M_m = 9550 \cdot \frac{N}{n} = 9550 \cdot \frac{52,949}{1373} = 368,291 \text{ Н} \cdot \text{м}; \quad (2)$$

$$N = N_e \cdot \left(\frac{n}{n_e}\right)^m = 177 \cdot \left(\frac{1373}{2100}\right)^{2,84} = 52,949 \text{ кВт}. \quad (3)$$

В формуле (3) показатель степени принят равным 2,84 на основании Протокола № 41 теплотехнических испытаний двигателя от 23 мая 2013 г.

Для расчета коэффициентов демпфирования b_i также используются эмпирические формулы:

– для кривошипно-шатунного механизма дизеля

$$b_1 = 0,04 \cdot \omega_e \cdot \theta_{\text{КШМ}} = 0,04 \cdot 370,017 \cdot 0,055 = 0,814 \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}, \quad (4)$$

где ω_e — круговая частота свободных колебаний одноузловой формы,

$$\omega_e = 2\pi \cdot n_e = 2\pi \cdot 58,890 = 370,017 \text{ с}^{-1}; \quad (5)$$

– для гребного винта

$$b_2 = 30 \cdot \frac{M_m}{n} = 30 \cdot \frac{368,291}{1373} = 8,047 \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}. \quad (6)$$

Найденные значения параметров позволяют определить амплитуду крутильных колебаний первой массы дискретной модели валопровода:

$$A_1 = \frac{M_{v=3} \cdot \alpha_7}{\omega_v \cdot (b_1 \cdot \sum_1^4 \alpha_i^2 + b_2 \cdot \alpha_7^2)} = \frac{15,468 \cdot 3,750}{370,017 \cdot (0,814 \cdot 3,996 + 8,047 \cdot 3,750^2)} = 1,347 \cdot 10^{-3} \text{ рад.} \quad (7)$$

Полагая равными формы свободных и резонансных колебаний, можно найти амплитуды и для остальных шести масс модели. Результаты вычислений приведены в табл. 3.

Таблица 3

Амплитуды колебаний масс при резонансе 3-го порядка на частоте вращения 1373 мин⁻¹

Номер массы	1	2	3	4	5	6	7
α_i	1	1	0,999	0,999	0,998	0,922	-3,750
$A_i \cdot 10^3$	1,347	1,347	1,346	1,346	1,344	1,241	-5,051

Построенная по этим данным диаграмма амплитуд колебаний дискретных масс приведена на рис. 4. Диаграмма наглядно показывает место наибольшей деформации валопровода при его закручивании, это место соединения вала с гребным винтом.

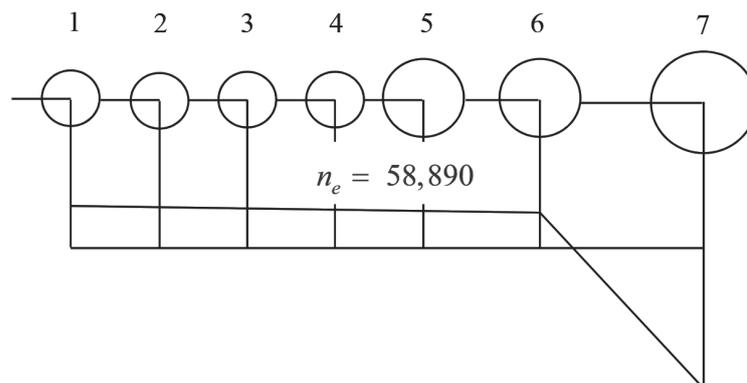


Рис. 4. Диаграмма амплитуд колебаний масс дискретной модели при резонансе 3-го порядка на частоте вращения 1373 мин⁻¹

Расчет резонансных колебаний четвертого порядка. Резонансные колебания этого порядка обусловлены работой главного двигателя при частоте вращения 1032 мин⁻¹. Амплитуда вынуждающего момента для этого случая может быть определена по формуле

$$M_{v=4} = t_{v=4} \cdot R \cdot F, \quad (8)$$

где $t_{v=4}$ — амплитуда тангенциальной силы для резонанса 4-го порядка; $R = 0,07$ м — радиус кривошипа; $F = 0,0133$ м² — площадь поршня двигателя.

Согласно рис. 3, $t_{v=4} = 0,23$ МПа. Тогда

$$M_{v=4} = t_{v=4} \cdot R \cdot F = 0,23 \cdot 0,07 \cdot 0,0133 = 0,214 \text{ кН} \cdot \text{м.} \quad (9)$$

Коэффициенты демпфирования b_i рассчитываются по эмпирическим формулам:

– для кривошипно-шатунного механизма ДВС

$$b_1 = 0,04 \cdot \omega_e \cdot \theta_{\text{КШМ}} = 0,04 \cdot 370,017 \cdot 0,055 = 0,814 \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}, \quad (10)$$

где ω_e — круговая частота свободных колебаний одноузловой формы, $\omega_e = 2\pi \cdot n_e = 2\pi \cdot 58,890 = 370,017$ с⁻¹.

– для гребного винта

$$b_2 = 30 \cdot \frac{M_m}{n} = 30 \cdot \frac{217,799}{1032} = 6,331 \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}. \quad (11)$$

где M_m — среднее значение крутящего момента, для вычисления которого, как и ранее, используются эмпирические зависимости:

$$M_m = 9550 \cdot \frac{N}{n} = 9550 \cdot \frac{23,536}{1032} = 217,799 \text{ Н} \cdot \text{м}; \quad (12)$$

$$N = N_e \cdot \left(\frac{n}{n_e}\right)^m = 177 \cdot \left(\frac{1032}{2100}\right)^{2,84} = 23,536 \text{ кВт}. \quad (13)$$

Найденные значения параметров позволяют определить амплитуду крутильных колебаний первой массы дискретной модели валопровода:

$$A_1 = \frac{M_{v=4} \cdot \sum_1^4 \bar{\alpha}_i}{\omega_v \cdot (b_1 \cdot \sum_1^4 \alpha_i^2 + b_2 \cdot \alpha_7^2)} =$$

$$= \frac{0,214 \cdot 10^3 \cdot 3,998}{370,017 \cdot (0,814 \cdot 3,996 + 6,331 \cdot 3,750^2)} = 0,025 \text{ рад}. \quad (14)$$

Сумма безразмерных амплитуд $\sum_1^4 \bar{\alpha}_i$ для дискретных масс, представляющих коленчатый вал двигателя, в данном случае равна 3,998. Исходя из равенства форм свободных и резонансных колебаний, находятся амплитуды для остальных масс модели. Результаты вычислений приведены в табл. 4.

Таблица 4

**Амплитуды колебаний масс
 при резонансе 4-го порядка на частоте вращения 1032 мин⁻¹**

Номер массы	1	2	3	4	5	6	7
α_i	1	1	0,999	0,999	0,998	0,922	-3,750
A_i	0,025	0,025	0,025	0,025	0,025	0,023	-0,094

Построенная по этим данным диаграмма амплитуд колебаний дискретных масс изображена на рис. 5. Как и в предыдущем случае, диаграмма показывает, что место наибольшей деформации валопровода при его закручивании — это место соединения вала с гребным винтом.

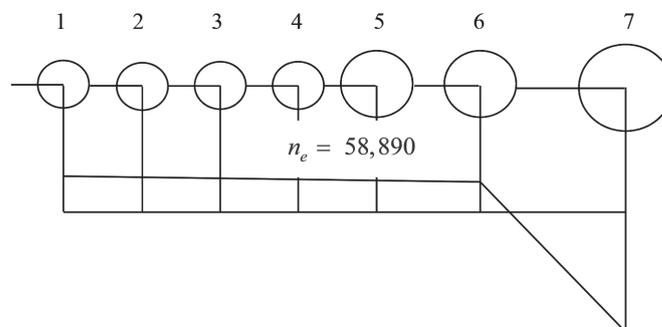


Рис. 5. Диаграмма амплитуд колебаний масс дискретной модели при резонансе 4-го порядка на частоте вращения 1032 мин⁻¹

Расчет резонансных колебаний шестого порядка. Резонансные колебания этого порядка обусловлены работой гребного винта с частотой вращения 685 мин⁻¹. Амплитуда вынуждающего момента для этого случая определена по формуле

$$M_{v=6} = 0,043 \cdot M_m = 0,043 \cdot 102,457 = 4,406 \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad (15)$$

где M_m — среднее значение крутящего момента гребного винта, для вычисления которого вновь используются эмпирические зависимости:

$$M_m = 9550 \cdot \frac{N}{n} = 9550 \cdot \frac{7,349}{685} = 102,457 \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad (16)$$

$$N = N_e \cdot \left(\frac{n}{n_e}\right)^m = 177 \cdot \left(\frac{685}{2100}\right)^{2,84} = 7,349 \text{ кВт}. \quad (17)$$

Коэффициенты демпфирования b_i также рассчитываются по формулам (10) и (11):
– для кривошипно-шатунного механизма ДВС

$$b_1 = 0,04 \cdot \omega_e \cdot \theta_{\text{КШМ}} = 0,04 \cdot 370,017 \cdot 0,055 = 0,814 \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}, \quad (18)$$

где ω_e — круговая частота свободных колебаний одноузловой формы,

$$\omega_e = 2\pi \cdot n_e = 2\pi \cdot 58,890 = 370,017 \text{ с}^{-1};$$

– для гребного винта

$$b_2 = 30 \cdot \frac{M_m}{n} = 30 \cdot \frac{102,457}{685} = 4,487 \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}. \quad (19)$$

С учетом полученных значений амплитуда крутильных колебаний первой массы дискретной модели составляет

$$A_1 = \frac{M_{v=6} \cdot \alpha_7}{\omega_v \cdot (b_1 \cdot \sum_1^4 \alpha_i^2 + b_2 \cdot \alpha_7^2)} = \frac{4,406 \cdot 3,750}{370,017 \cdot (0,814 \cdot 3,996 + 4,487 \cdot 3,750^2)} = 0,673 \cdot 10^{-3} \text{ рад}. \quad (20)$$

Как и ранее, амплитуды колебаний остальных масс дискретной модели находятся исходя из совпадения форм свободных и резонансных колебаний. Результаты вычислений представлены в табл. 5.

Таблица 5

Амплитуды колебаний масс при резонансе 6-го порядка на частоте вращения 685 мин⁻¹

Номер массы	1	2	3	4	5	6	7
α_i	1	1	0,999	0,999	0,998	0,922	-3,750
$A_i \cdot 10^3$	0,673	0,673	0,672	0,672	0,672	0,621	-2,525

Построенная по данным табл. 5 диаграмма амплитуд колебаний дискретных масс изображена на рис. 6. Диаграмма вновь показывает, что место наибольшей деформации валопровода при его закручивании это место соединения вала с гребным винтом.

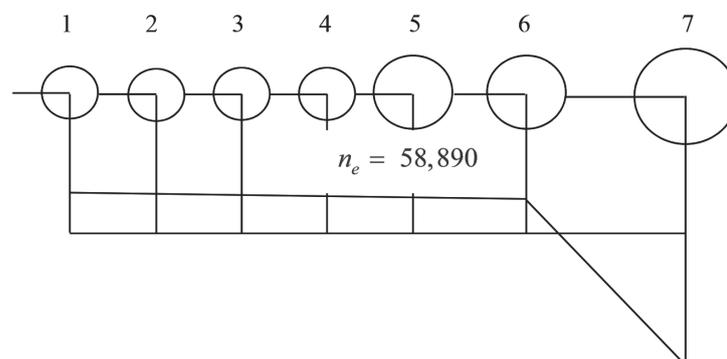


Рис. 6. Диаграмма амплитуд колебаний масс дискретной модели при резонансе 6-го порядка на частоте вращения 685 мин⁻¹

Результаты (Results)

Изложенная методика расчета резонансных крутильных колебаний судового валопровода судна проекта Р118 позволяет определить возможные амплитуды колебаний на разных его участках и сравнить полученные значения с предельно допустимыми. На этапе проектирования это позволяет в случае необходимости внести соответствующие конструктивные изменения, предусмотреть средства демпфирования либо установить запретную для эксплуатации зону в некотором диапазоне частот вращения валопровода. Очевидно, что запретный диапазон не должен перекрывать основные рабочие диапазоны.

В данном случае опасных резонансных колебаний валопровода пассажирского теплохода выявлено не было. Однако натурные измерения вибрации зафиксировали заметное увеличение амплитуды вибрации вблизи резонансных частот.

Обсуждение (Discussion)

На сегодняшний день исследование крутильных колебаний судовых установок является обязательной процедурой при проектировании или модернизации судов, а также в процессе их эксплуатации при осуществлении контроля технического состояния элементов пропульсивного комплекса судна [12], [13]. В разд. 8 Российского морского регистра судоходства изложены требования к выполнению подобных исследований [14]. Приведенная в работе методика расчетов полностью соответствует данным требованиям.

Как отмечалось ранее в работе, исследования крутильных колебаний должны выполняться не только при проектировании, но и при существенной модернизации судов (замене двигателя, гребного винта и т. п.), а также в иных случаях. Это делает актуальным совершенствование методов их расчета, особенно в части компьютеризации с целью сокращения времени и уменьшения трудоемкости данной процедуры.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Мартьянов В. В.* Условия работы и возможные причины вибрации на прогулочных пассажирских судах под действием крутильных колебаний и поперечных колебаний / В. В. Мартьянов // Материалы 5-й межвузовской научно-практической конференции «Современные тенденции и перспективы развития водного транспорта России». — СПб.: Изд-во ГУМРФ, 2014. — С. 131–135.
2. *Мартьянов В. В.* Теоретические основы определения энергии колебаний валопровода и передачи ее на корпусные конструкции / В. В. Мартьянов, А. И. Каляуш // Сборник научных статей национальной научно-практической конференции профессорско-преподавательского состава ФГБОУ ВО «ГУМРФ имени адмирала С. О. Макарова». — СПб.: Изд-во ГУМРФ, 2018. — Т. 2. — С. 40–45.
3. *Тимошенко С. П.* Колебания в инженерном деле / С. П. Тимошенко. — М., 2006. — 440 с.
4. *Boonlong K.* Numerical study on axial vibration of water-lubricated small thrust bearing considering grooved pad / K. Boonlong, P. Jeenkour // *Vibroengineering procedia*. — 2017. — Vol. 16. — Pp. 13–18. DOI: 10.21595/vp.2017.19346
5. *Троицкий А. В.* Крутильные колебания в судовых валопроводах энергетических установках с упругими нелинейными элементами / А. В. Троицкий, А. А. Чернышев, Г. И. Бухарина // Труды Крыловского государственного научного центра. — 2019. — № S1. — С. 183–188. DOI: 10.24937/2542-2324-2019-1-S-I-183-188.
6. *Румб В. К.* Упрощенный подход к определению гидродинамических параметров упорных подшипников судовых валопроводов / В. К. Румб, В. Т. Хоанг // Морские интеллектуальные технологии. — 2018. — № 1-4 (42). — С. 144–149.
7. *Кольванов В. В.* Прогнозирование работоспособности элементов судового валопровода с использованием акустической тензометрии: дис... канд. техн. наук / В. В. Кольванов. — СПб., 2010. — 133 с.
8. *Чура М. Н.* Прогнозирование начальной стадии усталостного разрушения судовых гребных валов: дис... канд. техн. наук / М. Н. Чура. — Новороссийск, 2011. — 132 с.
9. *Мартьянов В. В.* Расчет крутильных колебаний судового валопровода прогулочного пассажирского теплохода «Эридан» пр. Р19-1 / В. В. Мартьянов // Вестник государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. — 2015. — № 4 (32). — С. 146–153.

10. Пассажирский теплоход для рек и каналов Санкт-Петербурга проект P118. Программа и методика приемочных испытаний. — СПб.: ООО «ЦИЛ», 2013. — 28 с.
11. Шамаль Н. Л. Двигатели ЯМЗ-236М2, ЯМЗ-238М2: рук. по экпл. / Н. Л. Шамаль. — Ярославль, 2012. — 176 с.
12. Российский речной регистр. Правила классификации и постройки судов (ИКПС). — М., 2019. — С. 451–457.
13. Ефремов Л. В. Теория и практика исследований крутильных колебаний силовых установок с применением компьютерных технологий / Л. В. Ефремов. — СПб.: Наука, 2007. — 276 с.
14. Российский Морской Регистр судоходства. Правила классификации и постройки морских судов. Ч. VII: Механические установки. — СПб., 2020. — С. 62–70.

REFERENCES

1. Mart'yanov, V. V. "Usloviya raboty i vozmozhnye prichiny vibratsii na progulochnykh passazhirskikh sudakh pod deistviem krutil'nykh kolebaniy i poperechnykh kolebaniy." *Materialy 5-i mezhdunarodnoy nauchno-prakticheskoy konferentsii «Sovremennye tendentsii i perspektivy razvitiya vodnogo transporta Rossii»*. SPb.: Izd-vo GUMRF, 2014. 131–135.
2. Mart'yanov, V. V., and A. I. Kalyaush. "Teoreticheskie osnovy opredeleniya energii kolebaniy valoprovoda i peredachi ee na korpusnyye konstruksii." *Sbornik nauchnykh statei natsional'noi nauchno-prakticheskoy konferentsii professorsko-prepodavatel'skogo sostava FGBOU VO «GUMRF imeni admirala S.O. Makarova»*. Vol. 2. SPb.: Izd-vo GUMRF, 2018. 40–45.
3. Timoshenko, S. P. *Kolebaniya v inzhenernom dele*. M.: Izd-vo KomKniga, 2006.
4. Boonlong, Kittipong, and Puttha Jeenkour. "Numerical study on axial vibration of water-lubricated small thrust bearing considering grooved pad." *Vibroengineering PROCEDIA* 16 (2017): 13–18. DOI: 10.21595/vp.2017.19346.
5. Troitskiy, A. V., A. A. Chernyshev, and G. I. Bukharina. "Elastic non-linear torsions in shaft lines of marine power plants." *Transactions of the Krylov State Research Centre S1* (2019): 183–188. DOI: 10.24937/2542-2324-2019-1-S-I-183-188.
6. Rumb, Viktor K., and Van Tu Hoang. "A simplified approach to the determination of the hydrodynamic parameters of thrust bearings in ship propulsion systems." *Marine intelligent technologies* 1-4(42) (2018): 144–149.
7. Kolyvanov, V. V. *Prognozirovaniye rabotosposobnosti elementov sudovogo valoprovoda s ispol'zovaniem akusticheskoi tenzometrii*. Phd diss. SPb.: 2010.
8. Chura, M. N. *Prognozirovaniye nachal'noi stadii ustalostnogo razrusheniya sudovykh grebnykh valov*. Phd diss. Novorossiisk, 2011.
9. Mart'yanov, V. V. "A ship shafting torsional oscillation calculation of the pleasure passenger ship «eridanus» pr. R19-1." *Vestnik gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S.O. Makarova* 4(32) (2015): 146–153.
10. *Passazhirskii teplokhod dlya rek i kanalov Sankt-Peterburga proekt R118. Programma i metodika priemochnykh ispytaniy*. SPb.: ООО «ТсИЛ», 2013.
11. Shamal', N. L. *Dvigateli YaMZ-236M2, YaMZ-238M2. Rukovodstvo po ekspluatatsii*. Yaroslavl', 2012.
12. *Rossiiskii Rechnoi Registr. Pravila klassifikatsii i postroiki sudov (IKPS)*. M., 2019. 451–457.
13. Efremov, L. V. *Teoriya i praktika issledovaniy krutil'nykh kolebaniy silovykh ustanovok s primeneniem komp'yuternykh tekhnologii*. SPb.: Nauka, 2007.
14. *Rossiiskii Morskoi Registr sudokhodstva. Pravila klassifikatsii i postroiki morskikh sudov. Chast' VII. Mekhanicheskie ustanovki*. SPb., 2020. 62–70.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРЕ

Мартьянов Владимир Васильевич — кандидат технических наук, доцент ФГБОУ ВО «ГУМРФ имени адмирала С. О. Макарова» 198035, Российская Федерация, г. Санкт-Петербург, ул. Двинская, д. 5/7
e-mail: vladimir.dvs82@gmail.com, kaf_dvs@gumrf.ru

INFORMATION ABOUT THE AUTHOR

Martianov, Vladimir V. — PhD, associate professor Admiral Makarov State University of Maritime and Inland Shipping 5/7 Dvinskaya Str., St. Petersburg, 198035, Russian Federation
e-mail: vladimir.dvs82@gmail.com, kaf_dvs@gumrf.ru

Статья поступила в редакцию 15 января 2020 г.
Received: January 15, 2020.