

DOI:10.31653/smf51.2025.4-9

Отримана в редакції 8.10.2025

Прийнята до друку 15.10.2025

Кардашев Д. Л., Абоleshкін С. Є.

Національний університет «Одеська морська академія»

ОЦІНКА ВЕЛИЧИНИ УСТАЛЕНОГО КУТА ЗАКРУЧУВАННЯ ГРЕБНОГО ВАЛА

Постановка проблеми в загальному вигляді. У режимі, що встановився, при одночасному впливі крутних моментів з боку дизеля і з боку гребного гвинта, амплітуди крутильних коливань гребного валу (ГВ) розвиваються як в межах, так і поза резонансного діапазону на тлі кута закручування, що встановився, може довго і значно перевищувати допустимі величини.

Боротьба із резонансними явищами виникаючими у валопроводах внаслідок розвитку крутильних коливань є актуальною проблемою морського судноплавства. Стандарт ISO 3046-5[1] вимагає підсумовування внеску всіх гармонічних складових крутильних коливань на всіх частотах обертання валопроводу. Але в більшості сучасних наукових робіт практично не приділяється увага тому факту, що в процесі експлуатації пропульсивного комплексу усталена величина кута закручування гребного валу може давати значний внесок в розвиток крутильних коливань. Оцінка впливу цього фактора на основі паспортних даних судна є задачею даної роботи.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Огляд сучасних уявлень щодо взаємодії елементів пропульсивного комплексу докладно представлений в роботі [2]. Відомо, що всі складові пропульсивного комплексу судна взаємодіють між собою внаслідок конструктивних особливостей. В процесі експлуатації судна, на динамічних режимах, характеристики взаємодії можуть посилюватися до значних величин, що іноді призводить до виходу з ладу основних вузлів та механізмів пропульсивного комплексу [3-5]. Збуджуючі сили, що діють на елементи комплексу, зазвичай мають гармонічні складові, що призводить до збільшення ймовірності виникнення в системі коливань с небажаними резонансними частотами та амплітудами [7]. Одночасно з цим на гребний вал судна діють внутрішні обурення, що мають коливальний характер і виникають у системі автоматичного регулювання частоти обертання дизеля. Як показано в роботах [4, 7], у динамічних режимах вони можуть сильно впливати на розмір небез-

печних резонансних діапазонів частот обертання валу [7,8] в залежності від числа лопатей гвинта.

В роботі [3] показано, що в режимі, що встановився, при одночасному впливі вібраційних збурень з боку дизеля і з боку гребного гвинта, амплітуда крутильних коливань гребного валу поза резонансного діапазону може тривало і значно перевищувати величину номінального моменту дизеля. Автори дослідили можливість появи резонансу крутильних коливань гребного валу судна при частоті його обертання поза забороненим діапазоном роботи.

Постановка завдання. Базуючись на паспортних діаграмах судна, технічних характеристиках пропульсивної установки запропонувати алгоритм оцінки усталеного кута закручування гребного вала в рамках двомасової моделі валопроводу.

Виклад основного матеріалу дослідження.

Розглянемо варіант прямої передачі механічного моменту мало-овертового суднового дизеля на гребний гвинт фіксованого кроку. У такому разі відсутність редуктора дозволяє розглядати спрощену систему, що складається із двомасової механічної частини валопровода, показаного на рис.1.

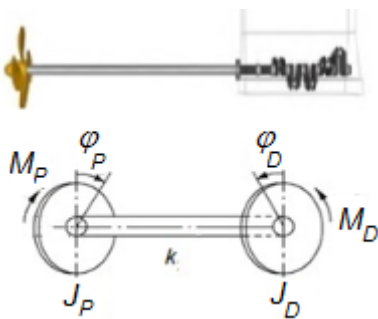


Рис. 1. Двомасова модель валопровода

В такому випадку обертальний рух такої системи описується системою диференціальних рівнянь, нехтуючи тертям у підшипниках:

$$\begin{cases} J_D \frac{d\omega_D}{dt} + k\Delta\varphi = M_D \\ J_P \frac{d\omega_P}{dt} - k\Delta\varphi = M_P \end{cases}$$

де J_D, J_P – моменти інерції дизеля та гребного гвинта відповідно, M_D – крутний момент дизеля, M_P – моменти опору на гребному гвинті, k – жорсткість гребного вала, $\Delta\varphi = \varphi_D - \varphi_P$ – кут закручування вала.

В роботі [3] така система рівнянь із врахуванням опору в'язкого та сухого тертя використовувалась при дослідженні коливань гребного вала. Але при сталому режимі обертання $\omega_D = \omega_P = \text{const}$. Якщо з першого рівняння відняти друге отримаємо вираз для визначення усталеного кута закручування:

$$\Delta\varphi_y = \frac{M_D - M_P}{2k} \quad (1)$$

Моменти інерції обертальних частин роблять внесок лише на перехідних процесах, але оскільки зміна частоти обертання на судні здійснюється тривалий час, то цим внеском можна знехтувати.

Для визначення $\Delta\varphi_y$ можна використовувати дані паспортної діаграми судна. Розрахунок і побудова паспортної діаграми зв'язано з використанням значної кількості показників і залежностей, дані про які можуть бути отримані дослідним шляхом за результатами натурних іспитів судна і його енергетичної установки або за допомогою розрахунків на підставі наявних величин, що характеризують елементи гребного гвинта, корпусу судна, і головного двигуна. Побудова паспортної діаграми за результатами натурних іспитів являється практично не здійсненою, тому що вимагає значної кількості іспитів для різних умов плавання судна (при різних посадках, швидкостях, частотах обертання гребного гвинта і т.п.). Ця задача надзвичайно трудомістка. З іншого боку, побудова паспортної діаграми, ґрунтуючись тільки на результатах розрахунків, може привести до істотних неточностей, тому найбільше доцільно будувати паспортну діаграму за даними розрахунку, у якому використовуються наявні матеріали іспитів судна.

Тому для обчислення усталеного кута закручування ГВ можна користуватися добре відомими із літератури:

$$M_D = \frac{N_i}{n}; \quad M_P = K_2 \rho n^2 D^5; \quad k = \frac{G \cdot W}{L}$$

де N_i – індикаторна потужність головного двигуна (визначається по результатах теплового розрахунку ГД); n – частота обертання ГВ; K_2 – коефіцієнт моменту (визначається по кривим дії гребного гвинта); $\rho = 1,025 \text{ т/м}^3$ – густина морської води; D – діаметр гвинта; G –

модуль пружності; $W = \frac{\pi d^4}{32} W$ – полярний момент інерції вала, d – діаметр та L – його довжина.

Найбільші труднощі виникають із визначенням коефіцієнту моменту K_2 . В роботі [2] запропонована емпірична формула:

$$K_2 = K_{20} \left[1 - \left(\frac{\lambda_p}{b} \right)^m \right] \quad (2)$$

де $\lambda_p = \frac{V}{nD}$ – відносна хода, а параметри K_{20} , b , m визначаються

по таблицям складеним на основі діаграм дії гвинтів.

Для визначення працездатності формули (1) скористуємось даними судна-прототипу з наступними технічними характеристиками:

$L_S = 172$ м – довжина судна між перпендикулярами;

$B = 30$ м – ширина судна по міделю;

$T = 9,8$ м – осадка судна по вантажну марку.

Гідродинамічні характеристики гребного гвинта:

Діаметр гребного гвинта D	5700 мм;
Крок гвинта H	3975,8 мм;
Площа диска гвинта	25,518 м ²
Площа лопатей	16,007 м ²
Дискове відношення	0,6273
Кількість лопатей Z	4;
Крокове відношення H/D	0,6975;
ККД лінії валопроводу η_v	0,987.

Основні характеристики дизеля фірми «Hyundai» марки 6S50MC-S7 [8]:

Діаметр циліндра - 500 мм;

- хід поршня - 1910 мм;

- максимальна тривала потужність дизеля (MCR) $N_e = 8580$ кВт;

- номінальна тривала потужність (NCR) - 7293 кВт;

- частота обертання при MCR $n = 127$ об/хв;

- частота обертання при NCR $n = 120,3$ об/хв.

Характеристики валопроводу:

- діаметр проміжного вала $d_I = 420$ мм;

- довжина проміжного вала $l_1=6006\text{мм}$
- діаметр $d_2=500\text{ мм}$;
- довжина гребного вала $l_2=6505\text{мм}$
- Модуль пружності $G=2,17 \times 10^5\text{ МПа}$

Для швидкості судна $V=12$ вузлів і частоті обертання $n=127\text{об/хв}$ із роботи [2] отримуємо параметри формули (2): $K_{20}=0,0225$, $b=0,8$, $m=1,5$.

Підставив необхідні данні в (1) отримуємо значення усталеного кута закручування вала:

$$\Delta\varphi_y = 9,43 \cdot 10^{-3} \text{ рад } (\approx 0,54^0)$$

Для порівняння максимальна кутова амплітуда резонансних коливань ГВ в забороненій зоні при $n=60\text{ об/хв.}$ досягає $0,05\text{ рад } (\approx 2,9^0)$.

Отриманий результат є прийнятним в порівнянні із амплітудою резонансних коливань гребного вала в забороненій зоні частот обертання розрахованою технічним відділом суднобудівельної компанії прототипу судна.

Робота виконувалась в рамках держбюджетної НДР №0123U101462 "Мобільна комплексна експрес-діагностика експлуатаційного технічного стану суднового пропульсивного комплексу на основі його вібраційно – коливальних характеристик".

Висновки

Оскільки коливальні процеси здійснюються відносно положення статичної рівноваги, то його визначення є доцільним при підсумовуванні внеску гармонічних складових в дотичне напруження валопроводу.

Результат розрахунку усталеного кута закручування гребного вала для судна-прототипу є прийнятним.

В подальшому, для кожного типу судна на різних режимах експлуатації можна скласти таблиці уточнених усталених кутів закручування та відповідних їм дотичних напружень.

Перелік використаних джерел

1. International standard ISO 3046-5: Reciprocating internal combustion engines-Performance- Part 5: Torsional vibrations.-2001. - p.1-10.
2. Anthony F. Molland, Stephen R. Turnock, and Dominic A. Hudson Ship Resistance and Propulsion. Practical estimation of ship propulsive power/Cambridge University Press, 32 Avenue of the Americas, New

York, NY 10013-2473 USA.-2011.-530 p./www.cambridge.org/9780521760522

3. Leshchev V. A., Naslov I. Z., Naydoynov A. I. Peculiarity of the automatic system's influence on the ship's propeller shaft resonance modes// вісник хнту №2(77).- 2021р., с. 38-46.

4. Huang, Q., Zhang, C., Jin, Y., Yuan, C., & Yan, X. (2015) Vibration analysis of marine propulsion shafting by the coupled finite element method. *Journal of Vibroengineering*, 17(7), 3392-3403.

5. Besnier, F., Jian, L., Murawski, L., & Weryk, M. (2008). Evaluation of main engine and propeller excitations of ship hull and superstructure vibration. *International Shipbuilding Progress*, 55(1-2), p.3-27. <https://doi.org/10.1155/2014/413592>.

6. Dzionk, S., Przybylski, W., & Ścibiorski, B. (2020). The possibilities of improving the fatigue durability of the ship propeller shaft by burnishing process. *Machines*, 8(4), p.1-17. <https://doi.org/10.3390/machines8040063>

7. Usov, A., Slobodianiuk, M., Nikolskyi, M. (2021). Determination of optimal control of a vessel diesel engine during non-stationary traffic regimes. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, -№6.-2021.-p.136–147/. doi: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2021.248960>

8. Fainal drawings for main engine 6S50MC-C7/ Hyundai heavy industries co.,LTD.-2010.- Doc. № A14-340318-0.-p.1-8