

[6]. Шалапко Д.О. Непрямі методи дослідження ефекту використання малих домішок водню до основного палива // Авіакосмічна техніка та технологія. 2018. №6 (150). С. 44 – 51. doi: 10.32620/aktt.2018.6.07

[7]. Шалапко Д.О. Перспективні способи підвищення ефективності експлуатації суднових енергетичних установок: навчальний посібник / Д. О. Шалапко, М. А. Пирисунько, А. А. Андрєєв. — Миколаїв: Іліон, 2023. — 298 с.

## PREREQUISITES FOR THE USE OF MODERN ENERGY SAVING TECHNOLOGIES IN SHIP ENERGY FACILITIES

Denys Shalapko - PhD, Lecturer of the Ship Power Plants Operation and Heat-Power Engineering Department, Kherson Educational-Scientific Institute of Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Kherson, Ukraine.

Hanna Shalapko - student of Kherson Educational-Scientific Institute of Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Kherson, Ukraine.

**Abstract.** This paper examines the prerequisites for the use of modern energy-saving technologies in ship power plants. The purpose of the work is to analyze the current state and prospects for the development of the energy efficiency of ship power systems, as well as to determine the main directions for their improvement. To achieve the goal, such methods as comparative analysis, modeling, expert survey and SWOT analysis were used. The results of the study showed that modern energy-saving technologies in ship power plants have a significant potential for increasing the economic and environmental efficiency of shipping. The main prerequisites for their use are the increase in fuel prices, the strengthening of environmental norms and standards, as well as the demand for innovative solutions in the shipbuilding industry. Among the most promising energy-saving technologies in ship power plants, such as gas turbine engines, liquefied natural gas (LNG), gas-electric propulsion system, gas-dynamic devices for increasing the efficiency of internal combustion engines, solar panels and wind generators can be distinguished.

**Key words:** SHPS operation, internal combustion engine, energy saving, alternative fuel.

УДК 621.833

## ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ СУДНОВИХ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК В УМОВАХ РОЗЦЕНТРОВОК ОСЕЙ З'ЄДНУВАЛЬНИХ ВАЛІВ ГОЛОВНИХ ТУРБОЗУБЧАСТИХ АГРЕГАТІВ

Савенков О.І.

*доцент кафедри кондиціонування та рефрижерерації  
Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова,  
м. Миколаїв, Україна  
oleg.savenkov@nuos.edu.ua*

**Анотація.** Найбільш перспективним способом зниження негативного впливу перекосів осей з'єднувальних валів головних турбозубчастих агрегатів на працездатність суднових енергетичних установок є застосування конструкцій зубчастих муфт з комбінованою поздовжньою модифікацією зовнішніх і внутрішніх зубів, які за рахунок рівномірного розподілу зусиль між усіма спряженими парами зубами характеризується підвищеною, більш ніж у двічі, навантажувальною здатністю в порівнянні з традиційними конструкціями та здатні компенсувати кути перекоосу до  $5 \cdot 10^{-3}$  рад.

**Ключові слова:** турбозубчастий агрегат, працездатність, розцентровки осей, зубчаста муфта, навантажувальна здатність, поздовжня модифікація, спряжені зуби.

**Вступна частина.** Практика експлуатації суден показує, що після 4-5 років їх експлуатації значною мірою зростають початкові величини перекосів осей з'єднувальних валів головних турбозубчастих агрегатів (ГТЗА) енергетичних установок, що призводить до погіршення їх робочих характеристик, надійності та працездатності [1-2]. Зазначені перекоеси перевищують встановлені норми у 2-6 рази, суттєво перевантажують вихідний та вхідний вал двигуна та редуктора відповідно, проміжний вал, а також підшипники, що загалом негативно позначається на безвідмовності, довговічності та ремонтній придатності ГТЗА, що може призводити до позапланових зупинок суден на ремонт, унаслідок чого знижується безвідмовність експлуатації судна, збільшується ймовірність виникнення аварійних ситуацій та збільшуються витрати на ремонт [2].

На сьогоднішній день, проблема перекосів осей з'єднувальних валів, в галузі суднобудування і судноремонту, вирішується двома способами, або перецентровкою осей, або застосуванням компенсуючих зубчастих муфт [1]. Перецентровка призводить до простоїв суден, потребує значних матеріальних витрат, позапланового докування на ремонтно-відновлювальні роботи, що загалом знижує їх провізну здатність. Розробка нових конструкцій зубчастих муфт, що мають високу навантажувальну здатність в умовах розцентрувань осей з'єднувальних валів судових агрегатів, є актуальним завданням, успішне вирішення якого зумовлює підвищення працездатності, надійності, терміну служби та ефективності, як ГТЗА, так і судна в цілому. Найбільш повно питання кардинального підвищення ефективності зубчастих муфт і, як наслідок, ГТЗА загалом шляхом розробки нових технічних рішень та методів розрахунку викладено у [1-2].

**Метою роботи** є теоретичне дослідження впливу на працездатність судових енергетичних установок, котрі експлуатуються в умовах перекосів осей з'єднувальних валів головних турбозубчастих агрегатів, застосування конструкцій зубчастих муфт з комбінованою поздовжньою модифікацією зовнішніх і внутрішніх зубів, що характеризуються рівномірним розподілом зусиль між усіма спряженими парами зубами.

**Основна частина.** Об'єктом дослідження виступає запатентована конструкція зубчастої муфти ГТЗА, у якій зовнішні та внутрішні зуби є поздовжньо модифікованими [3]. При цьому зовнішні зуби втулки 1 є бочкоподібними з радіусом кривизни  $R$ , а внутрішні зуби обойми 2 на кінцевих ділянках виконані симетрично скошеними під кутом  $\psi_0$ , а в середній частині - бочкоподібними з радіусом кривизни рівним  $R$  (рис.1, а, б).

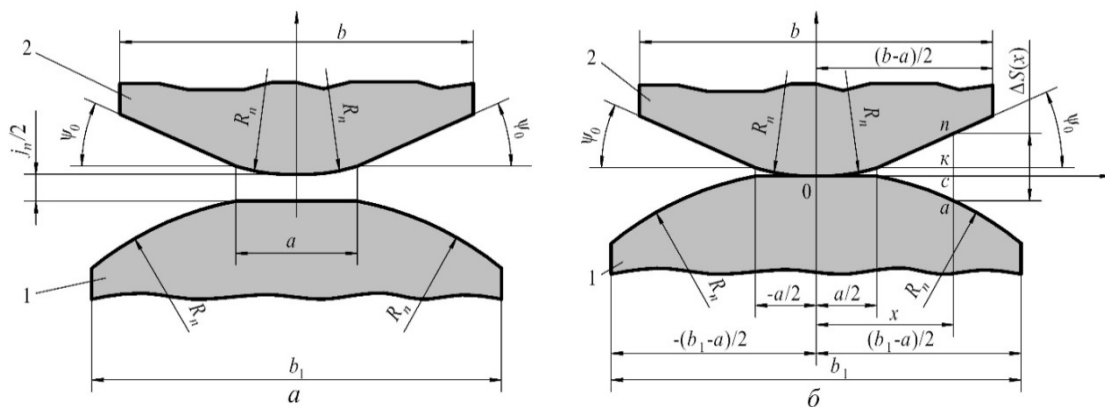


Рис.1. Розташування зовнішніх зубів втулки 1 і внутрішніх зубів обойми 2 за відсутності (а) та наявності (б) між ними контакту

Основою дослідження є функція розподілу нормальних бічних зазорів між зубами при перекосах осей на кут  $\psi$ , що у загальному випадку має вигляд [1]

$$j_n(x, \varphi) = j_n(x) - x\psi \cos \varphi + \frac{mz\psi^2}{8} \sin 2\varphi + \frac{mz\psi^2 \alpha_w}{4} \cos \varphi, \quad (1)$$

де  $j_n(x)$  – максимальний бічний зазор між зубами у точці  $x$ ;  $x$  – поточна абсциса;  $\varphi$  – кут повороту довільно взятої для розгляду спряженої пари зубів;  $m$  – модуль зачеплення;  $z$  – число зубів;  $\alpha_w$  – кут зачеплення зубів.

Відповідно до рис.1, а максимальний бічний зазор між зубами матиме вигляд

$$j_n(x) = \frac{j_n}{2} + \Delta S(x), \quad (2)$$

де  $j_n$  – половина величини нормального бічного зазору між зубами до прекоосу осей;  $\Delta S(x) = ac + ck + kn$  – зазор між зубами, обумовлений поздовжньою модифікацією зовнішніх 1 та внутрішніх 2 зубів.

Розміри  $ac$ ,  $ck$  і  $kn$ , що характеризують зазор  $\Delta S(x)$ , визначаються відповідно до рис.1, б наступним чином:

$$ac = \frac{(R\psi_\tau)^2}{2R_n} = \frac{R\psi^2}{2\cos\alpha_w} \cos^2\varphi;$$

$$ck = \frac{a^2}{8R_n} = \frac{a^2 \cos\alpha_w}{8R}; \quad kn = R_n\psi_\tau\psi_0 = \frac{R\psi\psi_0}{\cos\alpha_w} \cos\varphi,$$

де  $\psi_\tau = \psi \cos\varphi$  – кут перекоосу осей, що відповідає куту повороту  $\varphi$  зубчастої муфти;  $a$  – довжина середньої ділянки внутрішнього зуба 2, що характеризується прямолінійними твірними;  $R_n = R/\cos\alpha_w$  – радіус бочкоподібності зубів у нормальному перерізі.

Змінна величина  $x$ , що входить до рівняння (1), визначається (рис.1, б) виходячи з виразу

$$x = \frac{a}{2} + R_n\psi_\tau = \frac{a}{2} + \frac{R}{\cos\alpha_w} \cos\varphi.$$

Враховуючи знайдені вирази  $ac$ ,  $ck$ ,  $kn$  та змінної величини  $x$ , вважаючи  $\Delta S(x) = \Delta S(\varphi)$ , зазор (2) представимо в остаточному вигляді

$$\Delta S(x) = \Delta S(\varphi) = \frac{R\psi^2 \cos^2\varphi}{2\cos\alpha_w} + \frac{a^2 \cos\alpha_w}{8R} + \frac{R\psi\psi_0}{\cos\alpha_w} \cos\varphi. \quad (3)$$

При введенні у вираз (1) правої частини залежності (3) та виходячи із заміни позначення функції  $j_n(x, \varphi)$  позначенням  $j_n(\varphi)$ , закон розподілу нормальних бічних зазорів між зубами виглядатиме

$$j_n(\varphi) = \frac{j_n}{2} - \left( \frac{R\psi^2}{2\cos\alpha_w} - \frac{mz\psi^2\alpha_w}{4} \right) \cos^2\varphi + \left( \frac{R\psi\psi_0}{\cos\alpha_w} - \frac{a\psi}{2} \right) \cos\varphi + \frac{a^2 \cos\alpha_w}{8R} + \frac{mz\psi^2}{8} \sin 2\varphi. \quad (4)$$

Рівняння (4) є основою для отримання функції зміни деформацій спряжених пар зубів зубчастої муфти  $W(\varphi)$  та функції розподілу нормальних зусиль між парами з'єднаних зубів з урахуванням перекоосу осей з'єднуються валів агрегатів  $F_n(\varphi)$  [4]:

$$W(\varphi) = W_F + \left( \frac{R\psi^2}{2\cos\alpha_w} - \frac{mz\psi^2\alpha_w}{4} \right) (\cos^2\varphi - \cos^2\gamma) - \left( \frac{R\psi\psi_0}{\cos\alpha_w} - \frac{a\psi}{2} \right) (\cos\varphi - \cos\gamma) - \frac{mz\psi^2}{8} (\sin 2\varphi - \sin 2\gamma).$$

Під деформацією  $W(\varphi)$  слід розуміти сумарну деформацію спряженої пари зубів, що розглядається, обумовлену контактною взаємодією і вигином зубів, а також пружними переміщеннями прилеглих до зовнішніх і внутрішніх зубів ділянок ободів втулки і обойми [1].

$$F_n(\varphi) = \frac{\pi F_t}{2\gamma \cos \alpha_w} - \frac{\psi^2}{2\delta_\Sigma} \left( \frac{R}{\cos \alpha_w} - \frac{mz\alpha_w}{2} \right) \left( \frac{1}{2} + \frac{\sin 2\gamma}{4\gamma} - \cos^2 \varphi \right) + \frac{\psi}{\delta_\Sigma} \left( \frac{R\psi_0}{\cos \alpha_w} - \frac{a}{2} \right) \left( \frac{\sin \gamma}{\gamma} - \cos \varphi \right) + \frac{mz\psi^2}{8\delta_\Sigma} \left( \frac{\sin^2 \gamma}{\gamma} - \sin 2\varphi \right). \quad (5)$$

Вираз (5) характерний для випадку виходу з зачеплення частини спряжених пар зубів при передачі муфтою крутного моменту в умовах перекосу осей з'єднуються валів агрегатів. Якщо в процесі експлуатації зубчастої муфти всі пари зубів беруть участь у передачі навантаження, то в цьому випадку в рівнянні (5) необхідно прийняти кут  $\gamma = \pi/2$ , у зв'язку з чим дане рівняння матиме вигляд

$$F_n(\varphi) = \frac{F_t}{\cos \alpha_w} - \frac{\psi^2}{2\delta_\Sigma} \left( \frac{R}{\cos \alpha_w} - \frac{mz\alpha_w}{2} \right) \left( \frac{1}{2} - \cos^2 \varphi \right) + \frac{\psi}{\delta_\Sigma} \left( \frac{R\psi_0}{\cos \alpha_w} - \frac{a}{2} \right) \left( \frac{2}{\pi} - \cos \varphi \right) + \frac{mz\psi^2}{8\delta_\Sigma} \left( \frac{2}{\pi} - \sin 2\varphi \right). \quad (6)$$

При куті перекосу  $\psi = 0$  рівняння (5) і (6) характеризуються рівномірним розподілом зусиль між усіма парами зубів, пов'язаних з цим  $F_n(\varphi) = F_t/\cos\varphi_w = F_n$ . Якщо в рівняннях (5) і (6) прийняти кут повороту зубів  $\varphi = 0^\circ$ , то отримаємо залежності максимальних нормальних зусиль, що діють на найбільш навантажену пару зубів:

$$F_{n\max}(\gamma) = \frac{\pi F_t}{2\gamma \cos \alpha_w} + \frac{\psi^2}{4\delta_\Sigma} \left( \frac{R}{\cos \alpha_w} - \frac{mz\alpha_w}{2} \right) \left( 1 - \frac{\sin 2\gamma}{2\gamma} \right) - \frac{\psi}{\delta_\Sigma} \left( \frac{R\psi_0}{\cos \alpha_w} - \frac{a}{2} \right) \left( 1 - \frac{\sin \gamma}{\gamma} \right) + \frac{mz\psi^2}{8\delta_\Sigma} \cdot \frac{\sin^2 \gamma}{\gamma}. \\ F_{n\max} = \frac{F_t}{\cos \alpha_w} + \frac{\psi^2}{4\delta_\Sigma} \left( \frac{R}{\cos \alpha_w} - \frac{mz\alpha_w}{2} \right) - \frac{(\pi-2)\psi}{2\delta_\Sigma} \left( \frac{R\psi_0}{\cos \alpha_w} - \frac{a}{2} \right) + \frac{mz\psi^2}{4\pi\delta_\Sigma}. \quad (7)$$

Рівняння (7) вказує на те, що за участю всіх спряжених пар зубів у зачепленні максимальна сила  $F_{n\max}$  завжди більша за своєю величиною величини сили  $F_n$ , що діє на будь-яку спряжену пару зубів при відсутності перекосу осей, тобто при  $\psi = 0$ . Виходячи з рівності  $F_{n\max} = F_t/\cos\alpha_w$  і прирівнявши зазначену суму доданків до нуля, отримаємо рівність

$$\frac{(\pi-2)R\psi_0}{\cos \alpha_w} = \frac{R\psi}{2\cos \alpha_w} + \frac{(\pi-2)a}{2} + \frac{mz\psi}{2} \left( \frac{1}{\pi} - \frac{\alpha_w}{4} \right). \quad (8)$$

Вважаючи, що всі параметри, що входять у рівність (8), є відомими, за винятком кута  $\psi_0$ , для визначення якого вирішено зазначену рівність відносно кута  $\psi_0$  у зв'язку з чим

$$\psi_0 = \frac{\psi}{2(\pi-2)} \left[ 1 + \frac{(4-\pi\alpha_w)mz \cos \alpha_w}{4\pi R} \right] + \frac{a \cos \alpha_w}{2R}. \quad (9)$$

Таким чином, при заданих величинах  $m, z, w, a, R$  і  $\psi$  завжди можна знайти таке значення кута скосу  $\psi_0$  зубів, при якому навантаження при перекосі розподіляється рівномірно між усіма спряженими парами зубів, у зв'язку з чим зазначену зубчасту муфту можна вважати малочутливою до перекосів осей.

Як приклад розглянемо зубчасту муфту з параметрами [4]:  $m = 5$  мм;  $z = 60$ ;  $\alpha_w = 20^\circ$ ;  $a = 5$  мм;  $R = 3000$  мм;  $\psi = 5 \cdot 10^{-3}$  рад;  $\delta_\Sigma = 5,5 \cdot 10^{-6}$  мм/Н;  $F_t = 3000$  Н. Відповідно до зазначених даних за формулою (9) визначимо величину кута  $\psi_0 = 3,338 \cdot 10^{-3}$  рад, при якій всі зуби зубчастої муфти є навантаженими однаковими зусиллями  $F_n = F_t / \cos \alpha_w = 3000 / \cos 20^\circ = 3191$  Н в умовах експлуатації при перекосах осей з'єднувальних валів суднових.

Визначимо максимальну силу, що діє на найбільш навантажену пару зубів традиційної зубчастої муфти, у якій зовнішні зуби є бочкоподібними з радіусом кривизни  $R = 3000$  мм, а внутрішні зуби - прямими. З цією метою для даної муфти визначимо значення функції  $A(\gamma) = \pi F_t \delta_\Sigma / R \psi^2 \cos \alpha = 0,735$ , що відповідає куту  $\gamma = 77^\circ$  [1].

$$F_{n\max}(\gamma) = \frac{\pi F_t \delta_\Sigma}{2\gamma \cos \alpha_w} + \frac{R \psi^2}{4\delta_\Sigma} \left( 1 - \frac{\sin 2\gamma}{2\gamma} \right)$$

визначимо максимальну величину сили  $F_{n\max}(\gamma) = 6581$  Н.

З порівняння між собою зусиль  $F_{n\max}(\gamma) = 6581$  Н і  $F_n = 3191$  Н знаходимо, що навантажувальна здатність пропонованої конструкції зубчастої муфти перевищує навантажувальну здатність традиційної зубчастої муфти в  $6581/3191 = 2,062$  рази.

Таким чином, запропонована конструкція зубчастої муфти з комбінованою поздовжньою модифікацією зовнішніх і внутрішніх зубів характеризується підвищеною навантажувальною здатністю приблизно вдвічі у порівнянні з традиційними конструкціями та рівномірним розподілом зусиль між зубами при кутах перекоосу осей з'єднуються валів головних турбозубчастих агрегатів до  $\psi = 5 \cdot 10^{-3}$  рад.

**Висновки.** 1. Показано, що забезпечення працездатності газотурбінних установок на базі турбозубчастих агрегатів шляхом усунення негативного впливу перекосів осей з'єднувальних валів можливе за рахунок застосування зубчастих муфт з комбінованою поздовжньою модифікацією зовнішніх і внутрішніх зубів, нечутливих до зазначених перекосів осей. 2. Стосовно запропонованих зубчастих муфт, що працюють при перекосах осей з'єднувальних валів, отримано рівняння розподілу нормальних бічних зазорів, сумарних деформацій і зусиль між поздовжньо модифікованими внутрішніми і зовнішніми зубами. 3. Отримано вирази, що встановлюють взаємозв'язок між параметрами поздовжньої модифікації внутрішніх та зовнішніх зубів з урахуванням розмірів зубчастих муфт та кутів перекоосу. 4. Показано, що в порівнянні традиційними, пропоновані зубчасті муфти характеризуються підвищеною навантажувальною здатністю в 2,062 рази і рівномірним розподілом зусиль між зубами при кутах перекоосу осей з'єднуваних валів головних турбозубчастих агрегатів  $\psi = 5 \cdot 10^{-3}$  рад. 5. З результатів теоретичних досліджень, витікає, що при застосуванні аналізованих зубчастих муфт відпадає потреба у перецентровках збільшених норм розцентровок осей з'єднуваних валів головних турбозубчастих агрегатів, у зв'язку з чим виключаються прості суден і зберігається у повному обсязі їх провізна здатність.

### Література

[1] Попов А.П. Зубчатые механизмы с точечным контактом тел [Текст] / А.П. Попов–Николаев: Издательство Атолл, 2010. – 774с.

[2] Савенков О.І., Радченко М.І., Вороненко С.В. Підвищення техніко-економічних показників та поліпшення експлуатаційних характеристик суднових енергетичних установок шляхом компенсації розцентровок осей з'єднувальних валів // Досягнення України та країн ЄС у технологічних інноваціях та винахідництві: Наукова монографія. Рига, Латвія : «Baltija Publishing», 2022. С.350-380.

[3] Патент №51954 Україна. МПК F16D1 1/00. Зубчаста муфта [Текст] / О.П. Попов, О.І. Савенков – u201000897; заявл. 29.01.2010; опубл. 10.08.2010. Бюл. №15.

[4] Savenkov, O., Radchenko, A., Bileka, B., Scurtu, I.C., Kalinichenko, I. Improving the Efficiency of Operation of Gas Turbine Plants Based on Turbo-Gear Units. In: Nechyporuk, M., Pavlikov, V., Kritskiy, D. (eds) Integrated Computer Technologies in Mechanical Engineering - 2021. ICTM 2021. Lecture Notes in Networks and Systems, vol 367, pp 541–552. Springer, Cham. (2022).

### **ENSURING THE PERFORMANCE OF SHIP ENERGY INSTALLATIONS IN THE CONDITIONS OF RATINGS OF THE AXES OF THE CONNECTING SHAFTS OF THE MAIN TURBO-GEAR UNITS**

Savenkov Oleg Igorevich,

*Admiral Makarov National University of Shipbuilding*

**Abstract.** The most promising way to reduce the negative impact of misalignment of the axes of the connecting shafts of the main turbo-gear units on the efficiency of ship power plants is the use of gear coupling designs with combined longitudinal modification of the external and internal teeth, which, due to the uniform distribution of forces between all pairs of coupled teeth, is characterized by an increased, more than in twice the load capacity compared to traditional designs and are capable of compensating skew angles up to  $5 \cdot 10^{-3}$  rad.

**Key words:** turbo-toothed unit, performance, axis misalignment, toothed clutch, load capacity, longitudinal modification, coupled teeth.