Oleg I. Savenkov
Савенков Олег
Ігорович

УДК 621.438.13:621.57

IMPROVING OF ENERGY EFFICIENCY PARAMETRS OF SHIP POWER PLANT BY ELIMINATING THE NEGATIVE EFFECTS OF THE MISALIGNMENT OF AXES OF THE CONNECTING SHAFTS

**ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ
СУДНОВИХ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК
ШЛЯХОМ УСУНЕННЯ НЕГАТИВНОГО ВПЛИВУ
ПЕРЕКОСІВ ОСЕЙ З'ЄДНУВАЛЬНИХ ВАЛІВ**

DOI [https://doi.org/10.15589/smi2020.2\(14\).8](https://doi.org/10.15589/smi2020.2(14).8)

Oleg I. Savenkov

Савенков Олег Ігорович, асистент
oleg.savenkov@nuos.edu.ua
ORCID: 0000-0002-7165-3995

Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Mykolaiv
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова,
м. Миколаїв

Abstract. Purpose. Justify the improving of energy efficiency parameters of ship power plants by eliminating the negative effects of the misalignment of axes of the connecting shafts due to the use of gear couplings with combined longitudinal modification of the teeth. **Method.** In general, theoretical research is based on the fundamental principles of tribology of general and ship engineering. Fuel consumption and effective efficiency of the main ship units are obtained by methods of designing ship gas turbine units. Determination of friction coefficients in ship toothed couplings is based on the method of calculating efficiency coefficients based on a mathematical model of friction. and a method for calculating the load capacity of gear couplings. **Result.** It was found that the skew of the axes of the connecting shafts of ship units leads to a loss of effective power during its transmission from the main engine to the ship's shaft and, consequently, negatively affect the energy efficiency of ship power plants in particular, and performance and technical and economic vessels in general. To improve the interaction of the elements of power plants, it is recommended to use gear couplings of high operational efficiency with longitudinal modification, which provide alignment standards, which increases the efficiency of the power plant and saves specific fuel consumption. **Scientific novelty.** The property of gear couplings operating at skews of axes of connected shafts of machine units which consists that taking into account the set sizes of angles of skew of axes, the sizes of gear couplings, parameters of gearing of teeth, and also parameters of longitudinal modification of external teeth it is possible to define such parameters longitudinal modification of internal teeth, in which the forces between all conjugate pairs of teeth, in terms of axial skew, will be distributed almost evenly, which will ensure the transfer of effective power from the main motor to the consumer with minimal losses. **Practical significance.** Improving the energy efficiency of marine power plants by eliminating the negative impact of skew axes of the connecting shafts of ship units in the range of $\psi = (2,5-12,5) \cdot 10^{-3}$ rad is achieved as a result of the use of gear couplings of increased operational efficiency.

Key words: energy efficiency, skew axes, toothed clutch, marine aggregate, effective efficiency, specific fuel rate, indemnification of centering axes.

Анотація. Мета. Обґрунтувати підвищення параметрів енергоефективності суднових енергетичних установок шляхом усунення негативного впливу перекосів осей з'єднувальних валів за рахунок застосування зубчастих муфт з комбінованою поздовжньою модифікацією зубів. **Методика.** В цілому теоретичні дослідження базуються на фундаментальних положеннях трибології загального і суднового машинобудування. Витрата палива і ефективний коефіцієнт корисної дії головних суднових агрегатів отримані методами проектування суднових газотурбінних агрегатів. Визначення коефіцієнтів тертя в суднових зубчастих муфтах базується на методиці розрахунку коефіцієнтів корисної дії на основі математичної моделі тертя та методі розрахунку навантажувальної здатності зубчастих муфт. **Результати.** Виявлено що перекося осей з'єднувальних валів суднових агрегатів призводять до втрати ефективної потужності при її передачі від головного двигуна судновому валопроводу і, як наслідок, негативно впливають на показники енергоефективності суднових енергетичних установок зокрема, та експлуатаційні характеристики і техніко-економічні судна в цілому. Для поліпшення взаємодії елементів енергетичних установок рекомендовано застосувати зубчасті муфти підвищеної експлуатаційної ефективності з поздовжньою модифікацією, котрі забезпечують норми центровки, що забезпечує підвищення ефективного коефіцієнту корисної дії енергетичної установки та економію питомої витрати палива. **Наукова новизна.** Встановлено властивість зубчастих муфт, що працюють при перекосах осей з'єднуваних валів машинних агрегатів, котра полягає в тому, що з урахуванням заданих величин кутів перекоосу осей, розмірів зубчастих муфт, параметрів зачеплення зубів, а також параметрів поздовжньої модифікації зовнішніх зубів можливо визначити такі параметри поздовжньої модифікації внутрішніх зубів, при яких зусилля між всіма спряженими парами зубів, в умовах перекоосу осей, будуть розподілятися практично рівномірно, чим забезпечать передачу ефективної потужності від головного двигуна споживачу з мінімальними втратами. **Практична значимість.** Підвищення енергоефективності суднових енергетичних установок шляхом усунення негативного впливу перекосів осей з'єднувальних валів суднових агрегатів у межах $\psi = (2,5-12,5) \cdot 10^{-3}$ рад досягається в наслідок застосування зубчастих муфт підвищеної експлуатаційної ефективності.

Ключові слова: енергоефективність, перекося осей, зубчаста муфта, судновий агрегат, ефективний коефіцієнт корисної дії, питома витрата палива, компенсація розцентровок осей.

References

- [1] Gaponov V.S. Otsenka ostatochnogo resursa zubchatoy mufty gazovoy turbiny [Tekst] / V.S. Gaponov. Yu.A. Ostapchuk // Visnik NTU «KhPI». Seriya: Energetichni i teplotekhnichni protsesi ta obladnannya. – Kharkiv: NTU «KhPI». – 2010. – № 2. – S. 98–101
- [2] Golub V.P. Prognozirovaniye vibratsionnogo sostoyaniya gazoperekachivayushchego agregata (GPA) s aviatsonnym gazoturbinnym dvigatelem. putem sozdaniya bazy dannykh parametrov tsentrovki transmissii [Tekst] / V.P. Golub. V. K. Itbayev. Yu. V. Lukashchuk // Vestnik UGATU. – Ufa – 2014. – № 4 (65). – S. 27–33.
- [3] Komarov V.V. Konstruktivnyye mery po obespecheniyu rabotosposobnosti dvigatelno-dvizhitelnykh ustanovok na sudakh pr. 19614 tipa «N.Novgorod» [Tekst] / V.V. Komarov // Vestnik Astrakhanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta. 2005. – № 2 – S. 55 – 62.
- [4] Krivoshey F.O. Metod prognozuvannya bezvidmovnosti agregativ ta sistem sudnovikh energetichnikh ustanovok [Tekst] / F.O. Krivoshey. V.Ya. Moiseev. L.M. Kukalets. A.G. Sardak // Zbirnik naukovikh prats Derzhavnogo universitetu infrastrukturi ta tekhnologiy. – K.: DUIT. 2018. – Vipusk 1(27). – S.60 – 64.
- [5] Nikolayevskiye gazoturbinnyye dvigateli i ustanovki. Istoriya sozdaniya // GP NPKG "Zorya" – "Mashproyekt". Tsentr NIOKR "Mashroyekt"; Pod obshch. red. dokt.tekhn. nauk V.I. Romanova. – Nikolayev: Izd-vo "Yug-Inform". 2005. – 304s.
- [6] Podgurenko V.S. Nagruzochnaya sposobnost zubchatykh muft s uchetom pogreshnostey izgotovleniya zubeyev [Tekst] / V.S. Podgurenko // Visnik agrarnogo Prichornomor'ya. – 2014. – Vip. № 1 (77) – S.197 – 203.
- [7] Podgurenko V.S. Opredeleniye izgibayushchikh momentov v realnykh usloviyakh ekspluatatsii zubchatykh muft [Tekst] / V.S. Podgurenko // Visnik Natsionalnogo tekhnichnogo universitetu "KhPI". Zbirnik naukovikh prats. Tematichniy vipusk: Mashinoznavstvo ta SAPR. – Kharkiv: NTU "KhPI". – 2012. – № 22. – S.102 – 106.
- [8] Podgurenko V.S. Povysheniye rabotosposobnosti zubchatykh muft. rabotayushchikh pri perekosakh osey soyedinyayemykh valov [Tekst] / V.S. Podgurenko // Visnik Natsionalnogo tekhnichnogo universitetu

"KhPI". Zbirnik naukovikh prats. Seriya: Problemi mekhanichnogo privodu. – Kh.: NTU "KhPI". – 2013. – № 41(1014). – S. 94 – 98.

[9] Polchenko V.V. Vliyanie konstrukttsii zubchatykh muft na nagruzku opor valov [Tekst] / V.V. Polchenko. V.A. Boguslavskiy. A.A. Kaplyukhin // Praktika i perspektivi rozvitku instrumentalnogo partnerstva: Vistn. DonNGU – TRTU. – Donetsk: Don DTU. 2003.- S.138-143

[10] Popov A.P. Zubchatyye mekhanizmy s tochechnym kontaktom zubyev [Tekst] / A.P. Popov – Nikolayev: Izd – vo Atoll. 2010. – 774 s.

[11] Romanovskiy G.F. Osnovy tribologii sudovykh zubchatykh muft [Tekst] / G.F. Romanovskiy. A.P. Popov – Nikolayev: Izd-vo NUK. 2004. – 444 s.

[12] Khanmamedov S.A. Eksperimentalnoye opredeleniye izgibayushchikh momentov pri staticheskom nagruzenii zubchatykh muft [Tekst] / S.A. Khanmamedov // Visnik Natsionalnogo tekhnichnogo universitetu "KhPI". Zbirnik naukovikh prats. Tematichniy vipusk: Mashinoznavstvo ta SAPR. – Kharkiv: NTU "KhPI". – 2012. – №22. – S.175 – 180.

[13] Guohui, J., Jianxin, F.: Technology development of gross energy utilization system for marine diesel engine. Diesel Engine 6, 7–10 (2010)

[14] Nobuo K. Reliability Estimation for Failures on Main Engine System by Ship Reliability Database System / Kiriya Nobuo // Statistical Study on Reliability of Ship Equipment and Safety Management – Technical Papers, Bulletin of the JIME, Vol. 29, No.2 – p.p.64-70

[15] Popov A. Improving the performance of machine assemblies with misalignments of the axes of the shafts to be connected by using highly efficient gear couplings [Text] / Alex Popov, Oleg Savenkov, Dmitry Marchenko, Antonina Savenkova // Lublin-Rzesow (Poland). Motrol. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture – 2016. Vol.18. No2. 9-1

Постановка проблеми. Визначити причини виникнення перекосів осей з'єднувальних валів суднових агрегатів та розглянути способи усунення їх негативного впливу на судові енергетичні установки. Дослідити процес передачі механічної енергії (ефективної потужності) в суднових енергетичних установках через з'єднувальний вузол «головний двигун – муфта – вал – муфта – редуктор» при перекосах осей з'єднувальних валів суднових агрегатів із застосуванням зубчатих муфт. Порівняти питому витрати палива та ефективний коефіцієнт корисної дії головної судової енергетичної установки в залежності від кутів перекосів осей з'єднувальних валів суднових агрегатів при застосуванні традиційних зубчастих муфт і муфт з комбінованою поздовжньою модифікацією зубів.

Аналіз останніх досліджень і публікацій.

Аналіз літературних джерел, вказує на те, що однією з проблем, що неминуче виникає в процесі експлуатації суднових енергетичних установок, є втрата ефективної потужності, викликана перекосами осей з'єднувальних валів суднових агрегатів, при її передачі від двигуна судовому валопроводу, через з'єднувальний вузол «муфта-вал-

муфта». [1-3]. Вказані перекоси осей негативно впливають на роботу трансмісії переважуючи вихідні і вхідні вали двигуна та редуктора відповідно, торсіонні та проміжні вали, фланцеві з'єднання, опорні підшипники, а також елементи валопроводу, що в свою чергу негативно позначається на показниках енергоефективності, а саме на підвищенні питомої витрати палива та зниженні ефективного коефіцієнту корисної дії. На теперішній час, питання усунення негативного впливу перекосів осей з'єднувальних валів суднових агрегатів на працездатність суднових енергетичних установок здійснюється двома способами, або перецентрувкою осей вказаних валів, що потребує зупинки судна і значних матеріальних витрат, або застосуванням компенсуючих пристроїв. [1-5, 8-11, 13-15].

Відокремлення невирішених раніше частин загальної проблеми. Практика експлуатації і ревізії суднових енергетичних установок показує, що під час експлуатації суден перекоси осей з'єднувальних валів суднових агрегатів неминуче збільшуються і перевищують встановлені норми центровки, це призводить до погіршення

експлуатаційних характеристик і техніко-економічних показників суднових енергетичних установок.

Для приведення збільшених норм у відповідність з допустимими, необхідно протягом всього часу експлуатації суден здійснити від чотирьох до п'яти перецентровок, що потребує не лише матеріальних витрат, а й супроводжується простоями суден і суттєвим зниженням їх провізної здатності, що на практиці є неприпустимим.

Для компенсації негативного впливу перекосів осей з'єднувальних валів суднових агрегатів на показники енергоефективності суднових енергетичних установок використовують зубчасті муфти, котрі складаються із втулок з бочкоподібними зовнішніми зубами та обойм з внутрішніми прямими зубами, такі конструкції відповідають вимогам ДСТУ 2747-94 і є традиційними. Однак, у процесі експлуатації, в умовах перекоосу осей, традиційні конструкції зубчастих муфт, характеризуються нерівномірним розподілом зусиль між спряженими парами зубів, що призводить до їх перевантаження і, як наслідок, зниження навантажувальної здатності, зростання величин контактних напружень, погіршення умов змащення поверхонь тертя зубів, збільшення витрат потужності на тертя, зниження коефіцієнту корисної дії та погіршення віброакустичних характеристик внаслідок ударного навантаження зубів. Крім того, при перекосах осей з'єднувальних валів суднових агрегатів в зубчастому з'єднанні виникають додаткові силові фактори у вигляді пружних згинальних моментів, які через вали передаються на опори, викликаючи в них додаткові навантаження, тим самим перевантажуючи опори механізмів, вхідні, вихідні та з'єднані вали, шліцьові і болтові з'єднання, а також інші елементи силових агрегатів, тобто здійснюють на їх працездатність шкідливий вплив.

До невирішених проблем слід віднести необхідність вдосконалення існуючих та створення нових конструкцій зубчастих муфт підвищеної експлуатаційної ефективності, котрі б, в умовах перекосів осей з'єднувальних валів, характеризувалися рівномірним розподілом зусиль між усіма

спряженими парами зубів та забезпечували у повній мірі працездатність суднових енергетичних установок. В даній роботі за основу прийнято високоефективну зубчасту муфту з поздовжньою модифікацією як зовнішніх, так внутрішніх зубів та запропоновано методику її розрахунку.

Мета дослідження. Обґрунтування підвищення параметрів енергоефективності суднових енергетичних установок шляхом усунення негативного впливу перекосів осей з'єднувальних валів за рахунок застосування зубчастих муфт з комбінованою поздовжньою модифікацією зубів.

Методи, об'єкт та предмет дослідження. В цілому теоретичні дослідження базуються на фундаментальних положеннях трибології загального і суднового машинобудування з використанням підходів теоретичної механіки, деталей машин і основ конструювання. Функції розподілу бічних зазорів, рівняння сумарної деформації та залежності розподілу зусиль отримані методом розрахунку навантажувальної здатності зубчастих муфт. На основі методу знаходження додаткових силових факторів отримано залежності пружних згинальних моментів в зубчастих муфтах, викликаних перекосами осей, від нерівноважених зусиль і сил тертя в зачепленні. Визначення коефіцієнтів тертя в суднових зубчастих муфтах базувалося на методиці розрахунку коефіцієнтів корисної дії на основі математичної моделі тертя. Витрата палива і ефективний коефіцієнт корисної дії головних суднових агрегатів отримані методами проектування суднових газотурбінних агрегатів.

Об'єкт дослідження – процес передачі механічної енергії (ефективної потужності) в суднових енергетичних установках через з'єднувальний вузол «головний двигун – муфта – вал – муфта – редуктор» при перекосах осей з'єднувальних валів суднових агрегатів.

Предмет дослідження – залежності питомої витрати палива та ефективного коефіцієнту корисної дії головної суднової енергетичної установки від перекосів осей з'єднувальних валів суднових агрегатів.

Основний матеріал. Перекоси (розцентровка) являють собою порушення спів-

вісності валів, тобто відхилення від номінального розташування осей в будь-якому напрямі. Зазначені відхилення називаються зміщеннями і поділяються на поздовжні, радіальні, кутові (злами) та комбіновані. Зміщення і злами перераховуються в кути перекосу осей, що не перевищують, згідно ДСТУ 2747-94 значення $\psi = 8,7 \cdot 10^{-3}$ рад, що еквівалентно $0,5^\circ$. [10, 11, 15].

Величини перекосів (розцентровок) осей в періоди експлуатації суден залежать від ряду конструктивних, технологічних і експлуатаційних факторів. В якості величин розцентровок, викликаних відхиленнями в технології виготовлення, наприклад СЕУ та їх елементів (рис. 1.1-1.4), як правило, виступають зміщення осей і їх злам, відповідно рівні 0,05-0,1 мм і 0,1-0,2 мм/м. На рис. 1.1 відображено випадок, коли спостерігається биття (величина Δ) і перекіс (кут ψ) зубів зубчастої муфти (ЗМ), а на рис. 1.2. зображено випадок коли має місце биття і перекіс осі зубчастої втулки з зовнішніми зубами. Найбільш небезпечним є випадок, наведений на рис. 1.3, тут спостерігається комбінація зміщення та перекосу осі зубчастого механізму (зростання величин кутів перекосу осей валів). Випадок, зображений на рис. 1.4 відображає зміщення і перекіс осі двигуна, при цьому, спостерігаються значні величини перекосів осей з'єднувальних валів [6-12, 15].

Для з'ясування спільного впливу деформацій корпусу корабля та розміщених на ньому пристроїв на співвісність валів, були проведені виміри розцентровок осей ЗМ редукторних трансмісій, при цьому ЗМ не відчували температурних впливів зі сторони двигунів. В результаті було встановлено, що збільшення швидкості ходу корабля призводить до зростання величин розцентровок осей [10, 11, 15].

Найбільшою ж мірою на зростання розцентровок осей впливають динамічні принципи руху і конструкції суден спеціального призначення. (судна на підводних крилах і повітряній подушці). Так, наприклад, при підйомі судна «Джейран» з силовою установкою ГГТА ДТ-4 на повітряну подушку початковий кут перекосу осей $\psi = 6 \cdot 10^{-3}$ рад досяг величини $9,7 \cdot 10^{-3}$ рад, а при русі він зріс до $11,3 \cdot 10^{-3}$ рад. Крім того, у з'єднаннях трансмісій було виявлено розцентровку по зламу, що перевищувала допустиму норму у 3 і 5 раз із-за недостатньої жорсткості корабельних фундаментів, що вимагало додаткових заходів по кораблю і редукторам. Зростання величин розцентровок осей з'єднувальних валів СЕУ на підводних крилах і на повітряній подушці обумовлено зростанням деформацій корпусів і фундаментів зазначених суден, які, як правило, виконані полегшеними, у зв'язку із чим їх

Рис. 1.1 – Биття (а) і перекіс (б) зубів зубчастої муфти: 1 – ТГ; 2, 4 – зубчасті втулки; 3 – вал; 5 – редуктор

Рис. 1.2 – Биття (а) і перекіс (б) осі зубчастої втулки: 1 – вал; 2, 4 – зубчасті втулки; 3 – ресора; 5 – вал приводного механізму

Рис. 1.3 – Зміщення (а) і перекіс (б) осі зубчастого механізму: 1 – вал двигуна; 2, 4 – зубчасті втулки; 3 – ресора; 5 – вал приводного механізму

Рис. 1.4 – Зміщення (а) і перекіс (б) осі двигуна: 1 – вал двигуна; 2, 4 – зубчасті втулки; 3 – ресора; 5 – вал приводного механізму

вага в кілька раз менше ваги водотоннажних суден [5, 9-11].

До специфічних умов експлуатації суден, слід віднести зіткнення, посадка судна на мілину, експлуатація суден в умовах льодового плавання та різка кормова або носова осадка суден, а також умови в період дії підводних, звичайних або ядерних вибухів, щодо кораблів то визначальний вплив на перекоси осей надають неконтактні підводні вибухи, при яких кути перекоси досягають величин $(25 - 40) \cdot 10^{-3}$ рад (еквівалентно $2-3^\circ$), що призводить до повного виходу із ладу пропульсивної установки [10, 11].

Відомо, що допустима неспіввісність при centruванні двигунів внутрішнього згоряння на стапелі по зсуву дорівнює 0,05 мм, а по зламу 0,10 мм/м, на плаву ці величини рівні 0,15 мм і 0,20 мм/м. Центрування газових і парових турбін визначається конструкцією СЕУ, у зв'язку з чим, за базовий механізм приймають, як правило, зубчастий механізм (редуктор) або головний упорний підшипник (ГУП). При установці зубчастої передачі її допустима неспіввісність з лінією валопроводу становить 0,05 мм і 0,15 мм/м. При монтажі парових турбін їх допустима неспіввісність з зубчастою передачею 0,15 мм і 0,20 мм/м, а при монтажі газових турбін 0,05 мм і 0,10 мм/м. Неспіввісність

по зсуву для суден на підводних крилах при centruванні зубчастої передачі і приводного валу колонки становить 0,05-0,10 мм, а за сумарним зломом (злам у двох взаємно перпендикулярних площинах) 1,35-1,45 мм/м [2, 5, 8-11, 15].

В середньому на одному судні, виходячи з практики експлуатації суден, протягом 4-5 років початкові величини норм розцентровок осей з'єднувальних валів збільшуються і зростають від 2 до 6 разів. Для приведення їх у відповідність з допустимими нормами необхідно протягом усього терміну служби суден здійснити від 4 до 5 перецентровок, що вимагає не лише матеріальних витрат, але й супроводжується простоями суден та істотним зниженням їх провізної здатності, що неприпустимо, як для кораблів, так і транспортних суден. Виходячи зі сказаного, доцільно проблему дорогих перецентровок осей з'єднувальних валів судових агрегатів вирішувати застосуванням компенсуючих пристроїв, таких як зубчасті муфти [6-12, 15].

Зубчаста муфта являє собою пристрій, що складається з втулки з зовнішніми і обійми з внутрішніми зубами, що знаходяться між собою в зачепленні, з передаточним відношенням рівним одиниці, який, окрім передачі крутного моменту і частоти обертання здійснює компенсацію розцентровок

осей з'єднувальних валів, за рахунок наявності між зубами гарантованих величин радіальних і бічних зазорів.

У СЕУ водотоннажних суден ЗМ розміщуються, як правило, в місцях з'єднання вихідного валу двигуна і вхідного валу редуктора. На судах спеціального призначення ЗМ розміщуються практично по всіх напрямках передачі корисного навантаження і частоти обертання.

Зубчасті муфти відносяться до жорстких рухомих компенсуючих муфт і виготовляються трьох типів (рис. 1.5), а саме з роз'ємною та нероз'ємною обоймою «муфта зубчаста» (МЗ) і з проміжним валом «муфта зубчаста з проміжним валом» (МЗП). Типи МЗ призначені для безпосереднього з'єднання валів і складаються з двох зубчастих втулок і обойми. Тип МЗП призначений для з'єднання валів з застосуванням проміжного валу, і являє собою комплект із двох муфт, кожна з яких складається з зубчастої муфти, обойми і фланцевої напівмуфти [10, 11].

Рис. 1.5 – Конструкції традиційних зубчастих муфт: а – тип МЗ; б – тип МЗП

Традиційні зубчасті муфти (ДСТУ 2742-94), в не залежності від типу і конструкції характеризуються прямими твірними бічних повер-

хонь зовнішніх і внутрішніх зубів або бочкоподібними зовнішніми і прямими внутрішніми твірними бічних поверхонь зубів відповідно втулки та обойми рис. 1.6. На рис. 1.7 представлено розгортки перерізів зубів ділильним циліндром в положеннях без навантаження і при навантаженні без і з наявністю перекоосу, а розташування зовнішнього і внутрішнього зубів в середньому ненавантаженому стані представлено на рис. 1.8.

Рис. 1.6 – Евольвенті зуби з твірними бічних поверхонь: а – прямими; б – бочкоподібними (криволінійними)

Рис. 1.7 – Розгортки перерізів зубів ділильним циліндром: а, б, в – в положення без навантаження; г, д, е – при наявності навантаження і відсутності перекоосу; ж, з, і – при навантаженні і наявності перекоосу

Для оцінки впливу ЗМ підвищеної експлуатаційної ефективності;

Рис. 1.8. Схематичне розташування зовнішнього 1 і внутрішнього 2 зубів в середньому ненавантаженому стані: а – зубчастої муфти підвищеної експлуатаційної ефективності; б – традиційної (ДСТУ 2742-94)

плутаційної ефективності (1,8, a) на показники енергоефективності ГЕУ, до яких, як відомо, відносяться питома витрата палива і ефективний ККД, проведемо теоретичні дослідження ГТЗА, з урахуванням перекосів осей з'єднувальних валів, на прикладі двохкаскадного газотурбінного агрегату UGT 15000 простої схеми за методикою проектування судових газотурбінних агрегатів [5]. Зазначена методика не враховує перекоси осей, в зв'язку з чим, для оцінки їх впливу на працездатність ГТЗА, слід, при визначенні ККД передачі врахувати залежність

$$\eta_{\Pi} = \eta_p \eta_{m1} \eta_{m2}, \quad (1)$$

де η_p – ККД редуктора; η_{m1} , η_{m2} – ККД зубчастих муфт.

У загальному випадку залежність коефіцієнту корисної дії має вигляд

$$\eta = 1 - \phi_0, \quad (2)$$

де ϕ_0 – коефіцієнт втрат, що характеризується відношенням потужності втрат $N_{\text{пот}}$ до корисної потужності N .

Для визначення корисної потужності слід користуватися загальновідомими формулами, а саме:

$$F_t = \frac{2T}{dz} = \frac{2T}{mz^2}; \quad T = \frac{9550N}{n} \quad V = \omega r = \frac{\pi dn}{60},$$

виходячи з яких, формула визначення корисної потужності набуде вигляду:

$$N = \frac{mz^2 \omega F_t}{2 \cdot 10^3}, \quad (3)$$

де $d = mz$ – діаметр зубчастої муфти; r – радіус зубчастої муфти; n – число обертів зубчастої муфти, об/хв; ω – кутова швидкість, 1/с.

Потужність втрат у відповідності з [10, 11] визначається наступним чином

$$N_{\text{пот}} = \frac{f_{\text{тр}}}{10^3} \Sigma F_n(\phi) V_{\text{ск}}(\phi), \quad (4)$$

де $V_{\text{ск}}(\phi) = \omega r \psi \cos \phi$ – швидкість ковзання зовнішніх зубів втулки щодо внутрішніх зубів обойми, викликана перекосом осей з'єднувальних валів; $f_{\text{тр}}$ – коефіцієнт тертя, що дорівнює 0,045-0,060 [10].

Сума добутоків нормальних зусиль $F_n(\phi)$ для всіх контактуючих зубів на відповідні швидкості ковзання $V_{\text{ск}}(\phi)$ має вигляд

$$\Sigma F_n(\phi) V_{\text{ск}}(\phi) = 4 \int_0^{\gamma} \omega_n(\phi) V_{\text{ск}}(\phi) d\phi, \quad (5)$$

де $\omega_n(\phi) = zFn(\phi)/2\pi$ – інтенсивність нормальних зусиль, Н/рад.

Виходячи з рівняння, що характеризує розподіл нормальних зусиль між спряженими парами зубів

$$F_n(\phi) = \frac{\pi F_t}{2\gamma \cos \alpha_w} - \left(\frac{R_t}{\cos \alpha_w} - \frac{mz\alpha_w}{2} \right) \frac{\psi^2}{2\delta_{\Sigma}} \left(\frac{1}{2} + \frac{\sin 2\gamma}{4\gamma} - \cos^2 \phi \right) + \frac{R_t \psi_0 \psi}{\delta_{\Sigma} \cos \alpha_w} \left(\frac{\sin \gamma}{\gamma} - \cos \phi \right) + \frac{mz\psi^2}{8\delta_{\Sigma}} \left(\frac{\sin^2 \gamma}{\gamma} - \sin 2\phi \right), \quad (6)$$

та з урахуванням виразів (2-5) і опускаючи проміжні викладення, залежність ККД зубчастої муфти підвищеної експлуатаційної ефективності

$$\eta = 1 - \frac{2\psi f_{\text{тр}}}{\cos \alpha_w} \left\{ \frac{\pi \sin \gamma}{2\gamma} + \frac{R\psi^2}{4\delta_{\Sigma} F_t} \left[\left(1 - \frac{\sin \gamma}{\gamma} \right) \frac{\sin 2\gamma}{2} + \gamma - \sin \gamma \right] + \frac{R\psi_0 \psi}{\delta_{\Sigma} F_t} \left(\frac{\sin^2 \gamma}{\gamma} - \frac{\gamma}{2} - \frac{\sin 2\gamma}{4} \right) \right\}, \quad (7)$$

Якщо при перекосі осей всі спряжені пари зубів передають корисне навантаження, то в цьому випадку, при куті $\gamma = \pi/2$, перетворимо рівняння (7) до вигляду:

$$\eta = 1 - \frac{2\psi f_{\text{тр}}}{\cos \alpha_w} \left[1 + \frac{(\pi - 2)R\psi^2}{8\delta_{\Sigma} F_t} - \frac{(\pi^2 - 8)R\psi_0 \psi}{4\pi\delta_{\Sigma} F_t} \right]. \quad (8)$$

При куті перекосу $\psi_0 = 0$ рівняння (7) і (8) зводяться до виразів, характерних для традиційних ЗМ з бочкоподібними зовнішніми і прямими внутрішніми зубами [8, 9]:

$$\eta = 1 - \frac{2\psi f_{\text{тр}}}{\cos \alpha_w} \left\{ \frac{\pi \sin \gamma}{2\gamma} + \frac{R\psi^2}{4\delta_{\Sigma} F_t} \left[\left(1 - \frac{\sin \gamma}{\gamma} \right) \frac{\sin 2\gamma}{2} + \gamma - \sin \gamma \right] \right\}; \quad (9)$$

$$\eta = 1 - \frac{2\psi f_{\text{тр}}}{\cos \alpha_w} \left[1 + \frac{(\pi - 2)R\psi^2}{8\delta_{\Sigma} F_t} \right]. \quad (10)$$

При виведенні рівнянь (4), (5), (7) і (8) складові $mz\alpha_w \psi^2/4\delta_{\Sigma}$ і $mz\psi^2/8\delta_{\Sigma}$, що входять в функцію $F_n(\phi)$, описану рівнянням (6), не враховуються з огляду на їх малі величини у порівнянні з величинами інших доданків. Крім того, зазначені складові мають різні знаки.

При визначенні ККД передачі із застосуванням традиційних ЗМ слід скористатися залежностями (9) і (10) підставивши їх у

формулу (1), із застосуванням високоефективних ЗМ слід в формулу (1) підставити вирази (7) і (8). Залежності (7) – (10) є основоположними для визначення показників енергоефективності ГТЗА, з урахуванням перекосів осей з'єднувальних валів.

В якості досліджуваного приймемо головний двигун що характеризується даними: міра підвищення тиску повітря в циклі $\pi_{\kappa\lambda} = 24$; максимальна температура газу в циклі $T_3 = 1500$ К; ефективна потужність $N_e = 16500$ кВт; частота обертання вихідного валу двигуна $n = 5200$ об/хв; нижча теплотворна здатність стандартного вуглеводневого палива $H_u = 42915$ кДж/кг, що стосується ЗМ то вони характеризувалися наступними даними: $z = 50$ – число зубів; $m = 6$ мм – модуль; $\alpha_w = 20^\circ$ – кут зацеплення; $R = 2900$ мм – радіус бочкоподібності зовнішніх зубів.

Питома витрата палива ГТЗА розраховується за залежністю [5]:

$$g_e = G_{\text{топ час}} / N_e, \quad (11)$$

де – годинна витрата палива на ГТД, кг/год.

Ефективний ККД ГТЗА виходячи з [212] і з урахуванням залежності (11)

$$\eta_e = \frac{3600}{g_e \cdot H_u}, \quad (12)$$

де g_e – питома витрата палива на ГТЗА, кг/(кВт·год); H_u – нижча теплотворна здатність палива, кДж/кг.

Дослідження впливу перекосів осей з'єднувальних валів на питому витрату палива ГТЗА, що визначається по залежності (11) представлено у табл. 1. Вплив кутів перекоосу осей на ефективний ККД ГТЗА при використанні традиційних і зубчастих муфт ЗМ підвищеної експлуатаційної ефективності визначено за формулою (12) і представлено у табл. 2.

Обговорення результатів. При застосуванні зубчастих муфт підвищеної експлуатаційної ефективності у складі суднових енергетичних установок, котрі працюють в умовах перекосів осей з'єднувальних валів суднових агрегатів спостерігається зменшення втрат ефективної потужності, при її передачі, через сполучний вузол «муфта-вал-муфта» в порівнянні з традиційними, збіль-

шення ефективного коефіцієнту корисної дії та зменшення питомої витрати палива.

На практиці, кути перекосів осей з'єднувальних валів суднових агрегатів досягають величин порядку $\psi = (5 - 12,5) \cdot 10^{-3}$ рад. Згідно ДСТУ 2742-94, традиційні ЗМ втрачають працездатність при кутах перекоосу $\psi = 8,7 \cdot 10^{-3}$ рад, а працездатність ЗМ підвищеної експлуатаційної ефективності залишається на задовільному рівні навіть при збільшенні кутів перекоосу осей до величин $\psi = (10 - 12,5) \cdot 10^{-3}$ рад. Крім того, при перекосі осей з'єднувальних валів в ЗМ виникають згинальні моменти від дії неврівноважених зусиль і сил тертя, які викликають додаткове навантаження валопроводу, опорних підшипників, а також вихідних та вхідних валів двигуна і редуктора, зменшуючи тим самим працездатність ГТЗА і, як наслідок, знижуючи ефективність СЕУ. У пропонувані ЗМ з рівномірним розподілом зусиль між всіма парами зубів спостерігається зменшення величин пружних моментів в 1,25-2,53 рази, при кутах перекоосу осей $\psi = (5 \dots 10) \cdot 10^{-3}$ рад, а працездатність ЗМ підвищеної експлуатаційної ефективності залишається на задовільному рівні навіть при збільшенні кутів перекоосу осей до величин $\psi = (10 - 12,5) \cdot 10^{-3}$ рад. Крім того, при перекосі осей з'єднувальних валів в ЗМ виникають згинальні моменти від дії неврівноважених зусиль і сил тертя, які викликають додаткове навантаження валопроводу, опорних підшипників, а також вихідних та вхідних валів двигуна і редуктора, зменшуючи тим самим працездатність ГТЗА і, як наслідок, знижуючи ефективність СЕУ. У пропонувані ЗМ з рівномірним розподілом зусиль між всіма парами зубів спостерігається зменшення величин пружних моментів в 1,25-2,53 рази, при кутах перекоосу осей $\psi = (5 \dots 10) \cdot 10^{-3}$ рад в порівнянні з традиційними. Зазначене зменшення величин пружних моментів призводить до зниження додаткового навантаження на елементи валопроводу, що також істотно відображається на поліпшенні експлуатаційних показників СЕУ.

Таким чином, є доцільним продовжити дослідження нових конструкцій зубчастих муфт підвищеної експлуатаційної ефективності з

Таблиця 1. Вплив кутів перекоосу на питому витрату палива ГТЗА

Кут перекоосу осей $\psi \cdot 10^{-3}$, рад	Годинна витрата палива на ГТД, кг/год ТЗМ	Годинна витрата палива на ГТД, кг/год ЗМПЕЕ	Питома витрата палива на ГТЗА, кг/(кВт·год); ТЗМ	Питома витрата палива на ГТЗА, кг/(кВт·год); ЗМПЕЕ
2,5	3804,64	3804,64	0,2306	0,2306
3,0	3805,41	3804,64	0,2306	0,2306
3,5	3806,19	3805,41	0,2307	0,2306
4,0	3806,97	3806,19	0,2307	0,2307
4,5	3807,75	3806,19	0,2308	0,2307
5,0	3808,52	3806,97	0,2308	0,2307
5,5	3809,30	3807,75	0,2309	0,2308
6,0	3810,86	3808,52	0,2310	0,2308
6,5	3811,64	3808,52	0,2310	0,2308
7,0	3812,81	3809,30	0,2311	0,2309
7,5	3814,37	3810,08	0,2312	0,2309
8,0	3816,72	3810,86	0,2313	0,2310
8,5	3818,28	3811,64	0,2314	0,2310
9,0	3820,63	3812,81	0,2316	0,2311
9,5	3822,98	3813,59	0,2317	0,2311
10,0	3825,34	3814,37	0,2318	0,2312
10,5	3828,48	3815,15	0,2320	0,2312
11,0	3831,24	3816,72	0,2322	0,2313
11,5	3834,39	3817,50	0,2324	0,2314
12,0	3838,34	3819,06	0,2326	0,2315
12,5	3842,30	3820,63	0,2329	0,2316

Таблиця 2. Вплив кутів перекоосу осей на ефективний ККД ГТЗА

Кут перекоосу осей $\psi \cdot 10^{-3}$, рад	Кут перекоосу осей, град	ККД ТЗМ	ККД ЗМПЕЕ	ККД редуктора з ТЗМ	ККД редуктора з ЗМПЕЕ	Ефективний ККД ГТЗА ТЗМ	Ефективний ККД ГТЗА з ЗМПЕЕ
2,5	0,14	0,9997	0,9997	0,9794	0,9794	0,3638	0,3638
3,0	0,17	0,9996	0,9997	0,9792	0,9794	0,3637	0,3638
3,5	0,20	0,9995	0,9996	0,9790	0,9792	0,3637	0,3637
4,0	0,23	0,9994	0,9995	0,9788	0,9790	0,3636	0,3637
4,5	0,26	0,9993	0,9995	0,9786	0,9790	0,3635	0,3637
5,0	0,29	0,9992	0,9994	0,9784	0,9788	0,3634	0,3636
5,5	0,32	0,9991	0,9993	0,9782	0,9786	0,3634	0,3635
6,0	0,34	0,9989	0,9992	0,9778	0,9784	0,3632	0,3634
6,5	0,37	0,9988	0,9992	0,9776	0,9784	0,3631	0,3634
7,0	0,40	0,9986	0,9991	0,9773	0,9782	0,3630	0,3634
7,5	0,43	0,9984	0,9990	0,9769	0,9780	0,3629	0,3633
8,0	0,46	0,9981	0,9989	0,9763	0,9778	0,3626	0,3632
8,5	0,49	0,9979	0,9988	0,9759	0,9776	0,3625	0,3631
9,0	0,52	0,9976	0,9986	0,9753	0,9773	0,3623	0,3630
9,5	0,54	0,9973	0,9985	0,9747	0,9771	0,3621	0,3629
10,0	0,57	0,9970	0,9984	0,9741	0,9769	0,3618	0,3629
10,5	0,60	0,9966	0,9983	0,9733	0,9767	0,3615	0,3628
11,0	0,63	0,9962	0,9981	0,9726	0,9763	0,3613	0,3626
11,5	0,66	0,9958	0,9980	0,9718	0,9761	0,3610	0,3626
12,0	0,69	0,9953	0,9978	0,9708	0,9757	0,3606	0,3624
12,5	0,72	0,9948	0,9976	0,9698	0,9753	0,3602	0,3623

комбінованою поздовжньою модифікацією бічних твірних поверхонь їх зубів.

Висновки. Виявлено що перекоси осей з'єднувальних валів судових агрегатів призводять до втрати ефективної потужності при її передачі від головного двигуна судовому валопроводу і, як наслідок, негативно впливають на показники енергоефективності судових енергетичних установок зокрема, та експлуатаційні характеристики і техніко-економічні судна в цілому.

Для поліпшення взаємодії елементів енергетичних установок, зарахунок зниження негативного впливу перекосів осей з'єднувальних валів судових агрегатів, рекомендовано застосовувати зубчасті муфти підвищеної експлуатаційної ефективності з поздовжньою модифікацією бічних твірних поверхонь, котрі забезпечують рівномірний розподіл зусиль

між спряженими парами зубів, і як наслідок забезпечують норми центровки, що в свою чергу призводить до збільшення ефективного коефіцієнту корисної дії енергетичної установки та зменшення питомої витрати палива, зменшення вірогідності виникнення аварійних ситуацій і позапланових зупинок на ремонт, внаслідок чого збільшується безвідмовність експлуатації судна, та зменшуються витрати на ремонт та обслуговування.

При кутах перекосу осей $\psi = (5-10) \cdot 10^{-3}$ рад заміна традиційних зубчастих муфт пропонуваними призведе до зниження питомої витрати палива головного турбозубчастого агрегату на 0,05-0,6 г/(кВт·год), економії годинної витрати палива головного двигуна на 1,5-11 кг/год, та підвищення ефективного коефіцієнта корисної дії ГТЗА на 0,1-0,3%, що еквівалентно 16,5-49,5 кВт.

Список літератури:

- [1] Гапонов В.С. Оценка остаточного ресурса зубчатой муфты газовой турбины [Текст] / В.С. Гапонов, Ю.А. Остапчук // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні і теплотехнічні процеси та обладнання. – Харків: НТУ «ХПІ». – 2010. – № 2. – С. 98–101
- [2] Голуб В.П. Прогнозирование вибрационного состояния газоперекачивающего агрегата (ГПА) с авиационным газотурбинным двигателем, путем создания базы данных параметров центровки трансмиссии [Текст] / В.П. Голуб, В. К. Итбаев, Ю.В. Лукашук // Вестник УГАТУ. – Уфа – 2014. – № 4 (65). – С. 27–33.
- [3] Комаров В.В. Конструктивные меры по обеспечению работоспособности двигательных установок на судах пр. 19614 типа «Н.Новгород» [Текст] / В.В. Комаров // Вестник Астраханского государственного технического университета. 2005. – № 2 – С. 55 - 62.
- [4] Кривошей Ф.О. Метод прогнозування безвідмовності агрегатів та систем судових енергетичних установок [Текст] / Ф.О. Кривошей, В.Я. Моїсеев, Л.М. Кукалець, А.Г. Сардак // Збірник наукових праць Державного університету інфраструктури та технологій. – К.: ДУІТ, 2018. – Випуск 1(27) – С.60 – 64.
- [5] Николаевские газотурбинные двигатели и установки. История создания // ГП НПКГ "Зоря"- "Машпроект", Центр НИОКР "Машпроект"; Под общ. ред. докт.техн. наук В.И. Романова. – Николаев: Изд-во "Юг-Информ", 2005. – 304с.
- [6] Подгуренко В.С. Нагрузочная способность зубчатых муфт с учетом погрешностей изготовления зубьев [Текст] / В.С. Подгуренко // Вісник аграрного Причорномор'я. – 2014. – Вип. № 1 (77) – С.197 – 203.
- [7] Подгуренко В.С. Определение изгибающих моментов в реальных условиях эксплуатации зубчатых муфт [Текст] / В.С. Подгуренко // Вісник Національного технічного університету "ХПІ". Збірник наукових праць. Тематичний випуск: Машинознавство та САПР. – Харків: НТУ "ХПІ". – 2012. – № 22. – С. 102 – 106.
- [8] Подгуренко В.С. Повышение работоспособности зубчатых муфт, работающих при перекосах осей соединяемых валов [Текст] / В.С. Подгуренко // Вісник Національного технічного університету "ХПІ". Збірник наукових праць. Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ". – 2013. – № 41(1014). – С.94 – 98.

- [9] Польшченко В.В. Влияние конструкции зубчатых муфт на нагрузку опор валов [Текст] / В.В. Польшченко, В.А. Богуславский, А.А. Каплюхин // Практика і перспективи розвитку інструментального партнерства: Вістн. ДонНГУ - ТРТУ. - Донецьк: Дон ДТУ, 2003.- С.138-143.
- [10] Попов А.П. Зубчатые механизмы с точечным контактом зубьев [Текст] / А.П. Попов – Николаев: Изд – во Атолл, 2010. – 774с.
- [11] Романовский Г.Ф. Основы трибологии судовых зубчатых муфт [Текст] / Г.Ф. Романовский, А.П. Попов – Николаев: Изд-во НУК, 2004. – 444с.
- [12] Ханмамедов С.А. Экспериментальное определение изгибающих моментов при статическом нагружении зубчатых муфт [Текст] / С.А. Ханмамедов // Вісник Національного технічного університету "ХПІ". Збірник наукових праць. Тематичний випуск: Машинознавство та САПР. – Харків: НТУ "ХПІ". – 2012. – № 22. – С. 175 – 180.
- [13] Guohui, J., Jianxin, F.: Technology development of gross energy utilization system for marine diesel engine. Diesel Engine 6, 7–10 (2010)
- [14] Nobuo K. Reliability Estimation for Failures on Main Engine System by Ship Reliability Database System / Kiriya Nobuo // Statistical Study on Reliability of Ship Equipment and Safety Management – Technical Papers, Bulletin of the JIME, Vol. 29, No.2 – p.p.64-70
- [15] Popov A. Improving the performance of machine assemblies with misalignments of the axes of the shafts to be connected by using highly efficient gear couplings [Text] / Alex Popov, Oleg Savenkov, Dmitry Marchenko, Antonina Savenkova // Lublin-Rzesow (Poland). Motrol. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture – 2016. Vol.18. No2. 9-1

© Савенков О. І.

Дата надходження статті до редакції: 16.11.2020

Дата затвердження статті до друку: 27.11.2020