

ПІДВИЩЕННЯ ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ ТА ПОЛІПШЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ХАРАКТЕРИСТИК СУДНОВИХ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК ШЛЯХОМ КОМПЕНСАЦІЇ РОЗЦЕНТРОВОК ОСЕЙ З'ЄДНУВАЛЬНИХ ВАЛІВ

Савенков О. І., Радченко М. І., Вороненко С. В.

ВСТУП

Скорочення витрат на створення кінцевого продукту, зниження собівартості побудови та обслуговування судна, оновлення застарілої виробничої бази та впровадження нових технологій та устаткування є пріоритетними задачами для суднової енергетики та машинобудування¹. Однак, в процесі експлуатації суден неминуче виникають проблемами погіршення експлуатаційних характеристик та техніко-економічних показників суднових енергетичних установок, є розцентровки осей з'єднувальних валів суднових агрегатів². Для компенсації негативного впливу вказаних розцентровок осей з'єднувальних валів суднових агрегатів на показники надійності та енергоефективності суднових енергетичних установок, зазвичай, використовують зубчасті муфти, котрі складаються із втулок з бочкоподібними зовнішніми зубами та обойм з внутрішніми прямими зубами³. При цьому, 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

¹ Горбов В.М., Ратушняк І.О., Трушляков Є.І., Чередніченко О.К. Суднова енергетика та Світовий океан. Підручник. – Миколаїв: НУК, 2007. – 596 с.

² Романовский Г.Ф., Попов А.П. Основы трибологии судовых зубчатых муфт // Николаев: Изд-во НУК, 2004. – 444 с.

³ Подгуренко В.С. Повышение работоспособности зубчатых муфт, работающих при перекосах осей соединяемых валов. Вісник Національного технічного університету «ХПІ»: збірник научних трудов. Тематический випуск : Проблеми механічного привода. Харьков : НТУ "ХПІ". 2013. № 41 (1014). С. 97-101.

віброакустичних характеристик⁴. Крім того, при перекосах осей з'єднувальних валів суднових агрегатів в зубчастому з'єднанні виникають додаткові силові фактори у вигляді пружних згинальних моментів⁵, 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 вплив⁶.

Поліпшення експлуатаційних характеристик і підвищення техніко-економічних показників суднових енергетичних установок можливе за рахунок зниження негативного впливу перекосів осей з'єднувальних валів суднових агрегатів, шляхом застосування розроблених і запатентованих конструкції зубчастих муфт підвищеної експлуатаційної ефективності^{7,8}, застосування яких дозволяє: забезпечити надійну передачу механічної енергії від одних валів машин і механізмів іншим; рівномірне розподілення зусиль між усіма спряженими зубами, тим самим практично виключивши їх поломки; компенсувати розцентровки осей з'єднуваних валів агрегатів; знизити величини контактних напружень і, як наслідок, суттєво підвищити навантажувальну здатність по вказаним напруженням; підвищити ресурс використання зубчастих муфт, виключивши при цьому їх позапланову заміну.

Застосування вискоефективних зубчастих муфт з поздовжньою модифікацією зубів, в умовах перекоосу осей з'єднувальних валів

⁴ Подгуренко В.С94 – 98.. Нагрузочная способность зубчатых муфт с учетом погрешностей изготовления зубьев. Вісник аграрного Причорномор'я. – 2014. – Вип. № 1 (77) – С. 197 – 203.

⁵ Ханмамедов С.А. Экспериментальное определение изгибающих моментов при статическом нагружении зубчатых муфт. Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Збірник наукових праць. Тематичний випуск: Машинознавство та САПР. – Харків: НТУ «ХПІ». – 2012. – № 22. – С. 175 – 180.

⁶ Подгуренко В.С. Определение изгибающих моментов в реальных условиях эксплуатации зубчатых муфт. Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Збірник наукових праць. Тематичний випуск: Машинознавство та САПР. – Харків: НТУ «ХПІ». – 2012. – № 22. – С. 102 – 106.

⁷ Патент №69705 Україна. МПК F16D1 1/00. Зубчаста муфта – u201112523; заявл. 25.10.2011; опубл. 10.05.2012. Бюл. № 9.

⁸ 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).

головних судових агрегатів, дозволяє забезпечити надійну передачу ефективної потужності від двигуна судовому валопроводу і підвищити надійність і працездатність головних енергетичних установок в залежності від конструкцій і умов експлуатації суден. Високоєфективні зубчасті муфти можуть бути використані в різних галузях народного господарства. Зокрема використовуватися у суднобудуванні, машинобудуванні, авіабудуванні, автобудуванні, сільськогосподарській техніці, бурильній техніці, прокатних станах та інших галузях промисловості.

1. Причини виникнення розцентровок осей з'єднувальних валів судових агрегатів та наслідки їх впливу на пропульсивну установку

Суднова енергетична установка (СЕУ) являє собою складний комплекс функціонально взаємопов'язаних елементів енергетичного обладнання, машин і механізмів, за допомогою яких на судні проводиться вироблення, перетворення, передача і використання різних видів енергії для безпечного та ефективного функціонування судна у відповідності з його типом і призначенням, та нормальних умов життєдіяльності екіпажу та пасажирів. До складу СЕУ входять головні і допоміжні енергетичні комплекси та установки. Головна енергетична установка (ГЕУ) є найбільш відповідальною частиною будь-якої СЕУ і забезпечує рух судна, ГЕУ також називають пропульсивною установкою (рис. 1).

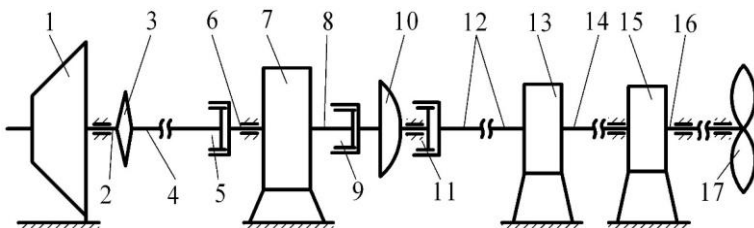


Рис. 1. Принципова схема пропульсивної установки:

- 1 – газотурбінний двигун; 2– вихідний вал двигуна; 3 – пружна муфта (дискова); 4 – торсійний (проміжний) вал; 5 – зубчаста муфта; 6, 8 – вхідний та вихідний вали редуктора відповідно;**
- 7 – редуктор (зубчаста передача); 9, 11 – зубчаста муфта;**
- 10 – звукоізолююча муфта (ЗІМ); 12 – валопровід; 13 – головний упорний підшипник (ГУП); 14 – упорний вал; 15 – дейдвудний підшипник; 16 – вал гвинта; 17 – гвинт (рушій).**

В свою чергу, до складу пропульсивної установки (ПУ) включені машини і механізми, за допомогою яких механічна енергія виробляється, передається рушію і перетворюється їм в упор, зазначені елементи СЕУ називають головними, до них відносяться головні двигуни, головні електрогенератори, головні передачі, валопроводи та рушії (гвинти). Працездатність ГЕУ, визначається не тільки надійною роботою головного двигуна та гвинта, а й роботою валопроводу, що містить торсіонні і проміжні вали, зубчасту передачу, муфти, фланцеві з'єднання, опорні і упорні підшипники, дейдвудний пристрій та інші⁹. Головні двигуни спільно з механічною передачею (редуктором) утворюють головні суднові агрегати, і в залежності від типу головного двигуна називаються дизель-редукторними агрегатами (ДРА), турбозубчастими агрегатами (ГТЗА) або газотурбінними (ГТА).

Проблемою, що неминуче виникає в процесі експлуатації СЕУ, є втрата ефективної потужності, спричинена перекосами осей з'єднувальних валів судових агрегатів, при її передачі від двигуна судовому валопроводу через з'єднувальний вузол «муфта-вал-муфта». Вказані перекоси осей призводить до погіршення характеристик двигунів і енергоустановок за екологічними властивостями, зокрема показниками шуму, вібрації та шкідливих викидів, погіршення експлуатаційних характеристик з енергоефективності та надійності: підвищення питомої витрати палива, зниження ефективного коефіцієнта корисної дії, безвідмовності, довговічності і ремонтної придатності¹⁰.

Практика експлуатації і ревізії судових енергетичних установок показує, що під час експлуатації суден перекоси осей з'єднувальних валів судових агрегатів неминуче збільшуються і перевищують встановлені норми центровки, це призводить до погіршення експлуатаційних характеристик і техніко-економічних показників двигунів і енергоустановок. Вказані перекоси осей негативно впливають на роботу трансмісії перевантажуючи вихідні і вхідні вали двигуна та редуктора відповідно, торсіонні та проміжні вали,

⁹ Горбов В.М., Кот В.М. Энциклопедия судовой энергетики. Учебник. – Николаев: НУК, 2013. – 607с.

¹⁰ Курносенко, Д. В., Грицук І. В. Основні критерії оцінки працездатності судової енергетичної установки // Матеріали 10-ї Міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні енергетичні установки на транспорті і технології та обладнання для їх обслуговування». – Херсон : Херсонська державна морська академія, 2019. – С. 47-49.

фланцеві з'єднання, опорні підшипники, а також елементи валопроводу. Загалом, перевищення вказаних норм, призводить до погіршення показників надійності головних судових агрегатів (СА), та може призводити до позапланових зупинок енергетичних установок на ремонт.

Розцентровка являє собою порушення співвісності валів, тобто відхилення від номінального розташування осей в будь-якому напрямі. Зазначені відхилення називаються зміщеннями і вони, в свою чергу, поділяються на поздовжні, радіальні, кутові та комбіновані¹¹ (рис.2), кутові зміщення також називають зламами. Зміщення і злами осей перераховуються в кути перекоосу осей, що не перевищують значення $\psi = 8,7 \cdot 10^{-3}$ рад (еквівалентно $0,5^\circ$ згідно ДСТУ 2747-94).

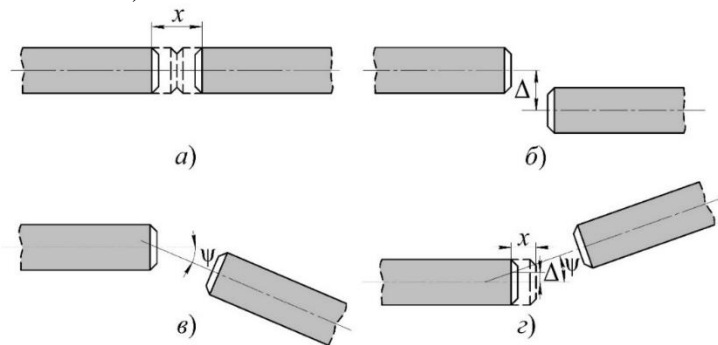


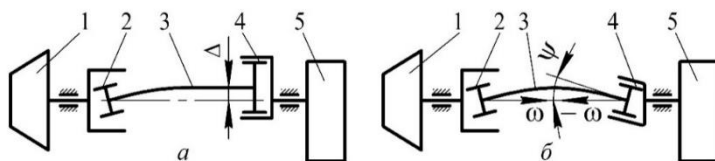
Рис. 2. Зміщення осей з'єднувальних валів судових агрегатів: поздовжнє (а), радіальне (б), кутове (злам) (в), комбіноване (г)

Допустима неспіввісність при центруванні 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

¹¹ Попов О.П., Новіков О.Є., Савенков О.І., Садовий О.С., Кондратьєва А.А. Вплив перекоосу і прогину обертового валу на силові фактори, що виникають у зубчастих з'єднаннях. Вісник аграрної науки Причорномор'я Миколаївського національного аграрного університету. Збірник наукових праць. Серія: технічні науки. – Миколаїв: МНАУ, 2021 – № 2 (110), 2021 – С. 88-94.

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.

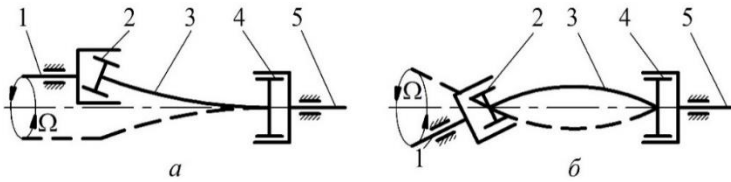
Величини розцентровок осей в періоди експлуатації суден залежать від ряду конструктивних, технологічних і експлуатаційних факторів¹². В якості величин розцентровок, викликаних відхиленнями в технології виготовлення, наприклад СЕУ та їх елементів (рис.3-6), як правило, виступають зміщення осей і їх злам, відповідно рівні 0,05-0,1 мм і 0,1-0,2 мм/м. Вищезазначені причини виникнення розцентровок осей, обумовлені відступами при виготовленні СЕУ та їх елементів, довгий час вважалися основними показниками при виготовленні двигунів та енергетичних установок¹³.



**Рис. 3. Биття (а) і перекус (б) зубів зубчастої муфти:
1 – турбіна гвинта; 2, 4 – зубчасті втулки; 3 – вал; 5 – редуктор**

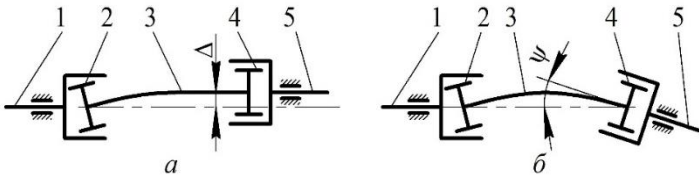
¹² Савенков О.І., Попов О.П., Радченко М.І., Щербак Ю.Г. Підвищення надійності суднових енергетичних установок шляхом усунення негативного впливу розцентровок осей з'єднувальних валів. Авіаційно-космічна техніка і технологія: наук.-техн. журн. / Нац. аерокосмічний ун-т ім. М. Є. Жуковського «Харків. авіац. ін-т». – Харків: ХАІ–2021, № 1 – С. 127 – 130.

¹³ Савенков О.І. Підвищення енергоефективності суднових енергетичних установок шляхом усунення негативного впливу перекусів осей з'єднувальних валів. Shipbuilding & marine infrastructure. – Миколаїв: НУК. – 2020. – № 2(14). – С. 73-84.

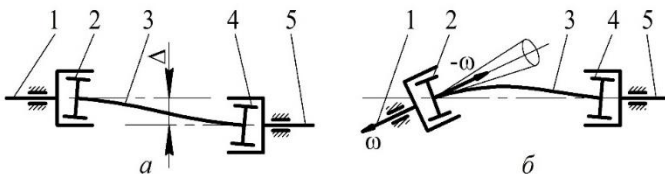


**Рис. 4. Биття (а) і перекіс (б) осі зубчастої втулки:
1 – вал; 2, 4 – зубчасті втулки; 3 – ресора;
5 – вал приводного механізму**

На рис. 3 відображено випадок, коли спостерігається биття (величина Δ) і перекіс (кут ψ) зубів зубчастої муфти (ЗМ), а на рис. 4 зображено випадок коли має місце биття і перекіс осі зубчастої втулки з зовнішніми зубами. Найбільш небезпечним є випадок, наведений на рис. 5, тут спостерігається комбінація зміщення та перекосу осі зубчастого механізму (зростання величин кутів перекосу осей валів). Випадок, зображений на рис.6 відображає зміщення і перекіс осі двигуна, при цьому, спостерігаються значні величини розцентровок осей з'єднувальних валів.



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



**Рис. 6. Зміщення (а) і перекіс (б) осі двигуна: 1 – вал двигуна;
2, 4 – зубчасті втулки; 3 – ресора; 5 – вал приводного механізму**

Величини розцентровок істотно зростають і залежать від таких факторів, як експлуатація і ремонт СЕУ і їх елементів, теплові розширення судових агрегатів та їх елементів, деформація корпусу судна, фундаментів, двигунів і т.д., знос елементів і вузлів тертя СЕУ, впливу коливань валопроводів та реакцій опорних підшипників. Внаслідок теплових розширень вихідний фланець вала турбіни гвинта зміщується в радіальному напрямку щодо вхідного фланця вала редуктора на 4-6 мм. Якщо додати величини розцентровок обумовлених деформаціями корпусу судна та розташованих на ньому механізмів, то вищевказані величини значно зростають¹⁴.

З моменту початку експлуатації суден, величини розцентровок осей СА, виражені у вигляді зсуву та зламу, збільшуються і зазвичай перевищують допустимі значення без відновлення, відповідно рівні 0,2 мм і 0,2 мм/м, в кілька раз. При незмінних величинах зміщення осей в судових допоміжних турбомеханізмах злам осей становить від 0,4 мм/м до 3,2 мм/м. Практика експлуатації і ревізії судових агрегатів дев'ятнадцяти суден показує, що по закінченню п'яти років експлуатації тільки на одному судні до моменту ревізії центровка задовольняла вимогам технічних умов на ремонт, а на решті суден, значення зміщення осей доходили до 0,42 мм, а зламів до 0,41 мм/м (в аварійних випадках до 0,93 мм і 0,9 мм/м). 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. Найбільшою ж мірою на зростання розцентровок осей впливають динамічні принципи руху і конструкції суден спеціального призначення. Мова йде про судна на підводних крилах і повітряній подушці, так при підйомі судна повітряну подушку початковий кут перекоосу осей $6 \cdot 10^{-3}$ рад досяг величини $9,7 \cdot 10^{-3}$ рад, а при русі 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

¹⁴ 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. – 304 с.

повітряній подушці обумовлено зростанням деформацій корпусів і фундаментів зазначених суден, які, як правило, виконані полегшеними, у зв'язку із чим їх вага в кілька раз менше ваги водотоннажних суден. 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 вибухів. Стосовно кораблів, визначальний вплив на перекоси осей з'єднувальних валів СА надають вибухи, так при неконтактних підводних вибухах кути перекоосу осей вварюються у діапазоні від $(25-40) \cdot 10^{-3}$ рад, що еквівалентно $2-3^\circ$, що призводить до повного виходу із ладу ПУ¹⁵.

В загальному вигляді причини розцентровок осей з'єднувальних валів суднових агрегатів СЕУ в періоди експлуатації суден представлено на рис. 7.

ПРИЧИНИ ВИНИКНЕННЯ РОЗЦЕНТРОВОК ОСЕЙ З'ЄДНУВАЛЬНИХ ВАЛІВ СУДНОВИХ АГРЕГАТІВ			
ТЕХНОЛОГІЧНІ	КОНСТРУКЦІЙНІ	ЕКСПЛУАТАЦІЙНІ	СПЕЦИФІЧНІ
відступи при виготовленні суднових енергетичних установок і їх елементів	динамічні принципи руху суден спеціального призначення полегшеної конструкції	умови експлуатації і ремонту суднових енергетичних установок і їх елементів	специфічні умови експлуатації суден
дільтя і перекося зубчастого з'єднання	конструкції суден на підводних крилах	теплові розширення суднових агрегатів і їх елементів	експлуатація суден в умовах льодового плавання
дільтя і перекося осі зубчастого втулки	конструкції суден на повітряній подушці	деформації корпусу судна, фундаментів, двигунів та інші	зіткнення і посадка суден на мілину
зміщення і перекося осі зубчастого механізму	відступи при монтажі і ремонті, похибка приборів центровки	знос елементів і вузлів тертя суднових енергетичних установок	різкий кормовий або носовий осад судна
зміщення і перекося осі двигуна	збільшення швидкості ходу судна	вплив валопроводів і опорних реакцій підшипників	неконтактні підводні, звичайні і ядерні вибухи

Рис. 7. Причини виникнення розцентровок осей з'єднувальних валів суднових агрегатів суднових енергетичних установок

¹⁵ Попов А.П. Зубчатые муфты в судовых агрегатах. Л.: Судостроение, 1985. – 240 с.

Забезпечення необхідного рівня надійності, як суднових енергетичних установок, так і елементів що входять до їх складу, є найважливішим завданням, так як виконання інших вимог при недостатній надійності втрачає будь-який сенс. В свою чергу, наявність перекосів осей істотно перевантажується не тільки проміжний, але й вихідний та вхідний вали відповідно двигуна і редуктора, що в свою чергу негативно позначається на параметрах надійності суднових енергетичних установок та їх елементів, до яких відносяться безвідмовність, довговічність, ремонтпридатність та збереженість. З перерахованих показників надійності слід детально розглянути безвідмовність, яка являє собою властивість СЕУ безперервно зберігати працездатний стан протягом певного часу або певного напрацювання. У свою чергу, працездатний стан, це такий стан СЕУ, при якому значення всіх параметрів, що характеризують здатність виконувати задані функції, відповідають вимогам нормативно-технічної та (або) конструкторської документації. Порушення працездатного стану СЕУ називають відмовою. Всі відмови СЕУ умовно підрозділяють на три класи, які ділять на групи за загальними ознаками. Класифікація відмов (рис.8) дає змогу оцінити їх вплив на працездатність установки.

Погіршення показників надійності СЕУ неминуче призводить до зниження ефективної роботи судна і може призводити до відмов суднового обладнання та позапланових зупинок на ремонт, що в свою чергу впливає на безвідмовність плавання судна і може призводити до збільшення ймовірності виникнення аварійних ситуацій і зростання витрат на ремонти, що в свою чергу знижує провізну здатність судна.

На теперішній час, питання усунення негативного впливу перекосів осей з'єднувальних валів суднових агрегатів на надійність та ефективність суднових енергетичних установок здійснюється двома способами, або перецентровкою осей вказаних валів, або застосуванням компенсуючих пристроїв.

Перецентровка передбачає, що в змонтованому обладнанні СЕУ передбачений контроль співвісності, тобто перевірка центрування осей з'єднувальних валів двигунів і приводних механізмів. Центрування валопроводу в залежності від конструкції СЕУ здійснюється трьома способами: по навантаженнях на підшипники, по зламах і зміщеннях у з'єднаннях валів, а також, по оптичних приладах, встановлених на фланці вала двигуна, при цьому найбільш поширеним способом, є центрування по зсуву і зламу осей СЕУ та їх

елементів. Спільною базою при centruванні двигунів внутрішнього згоряння є теоретична вісь валопроводу, яка зображується плазовими точками і розмічальними рисками на судновому фундаменті, при centruванні газових і парових турбін, як правило, за базовий механізм приймають редуктор або головний упорний підшипник в залежності від типу та конструкції СЕУ.

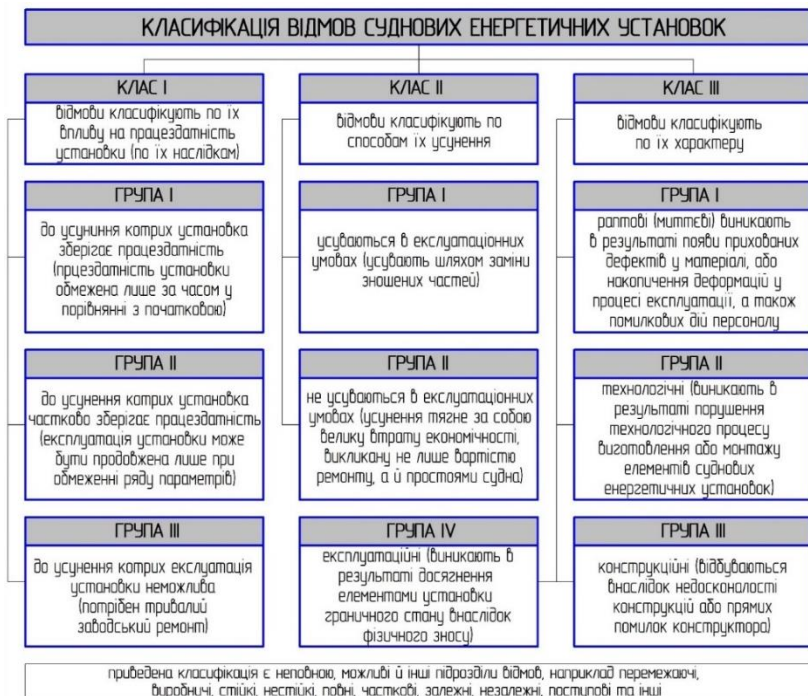


Рис. 8. Класифікації відмов суднових енергетичних установок

Даний спосіб пов'язаний з повною зупинкою енергетичної установки, при цьому зростає час стоянки суден і, як наслідок, зменшується їх провізної здатності, а саме перецентрування є досить трудомістким і дорогим з урахуванням витрат на оплату працівникам, які здійснюють монтаж, демонтаж, centruвання, налагодження та інше. При застосуванні вказаного способу, для приведення збільшених норм перекосів осей 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, як для кораблів, так і транспортних суден.

2. Огляд кінематичних схем трансмісії головних енергетичних установок і роль зубчастих муфт у зниження негативного впливу розцентровок осей на їх працездатність

Проблема дорогих перецентровок осей з'єднувальних валів суднових агрегатів вирішується шляхом застосуванням компенсуючих пристроїв, таких як з'єднувальні муфти до яких відносяться пружні дискові, циліндричні та зубчасті. Пружні муфти застосовуються при невеликих кутах перекосу та відсутності необхідності компенсації переміщень, радіальних зміщень та виникаючих резонансних явищ. Вищевказане є однією із основних причин використання зубчастих муфт, котрі позбавлені вказаних недоліків і характеризуються порівняно невеликою матеріаломісткістю та більш високою працездатністю.

Зубчаста муфта являє собою пристрій, що складається з втулки з зовнішніми і обойми 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.

Зубчасті муфти відносяться до жорстких рухомих компенсуючих муфт і виготовляються трьох типів, 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. В даний час ЗМ експлуатуються в діапазоні від 20 до 480 кН·м з частотою обертання від 300 до 8000 об/хв. Зубчасті муфти, в не залежності від типу і конструкції характеризуються прямими твірними бічних поверхонь зовнішніх і внутрішніх зубів або бочкоподібними зовнішніми і прямими внутрішніми твірними бічних поверхонь зубів відповідно втулки та обойми рис.9 (ДСТУ 2742-94). На рис.10 представлено розгортки

перерізів зубів ділильним циліндром в положеннях без навантаження і при навантаженні без і з наявністю перекосу.

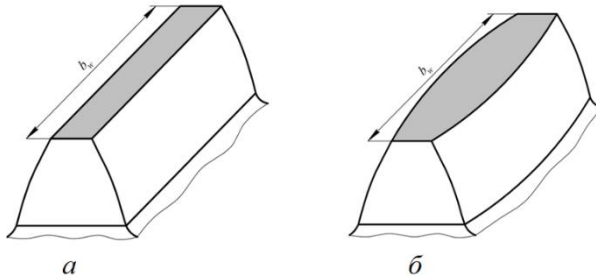


Рис. 9. Евольвентні зуби з твірними бічними поверхнями:
а – прямими; б – бочкоподібними (криволінійними)

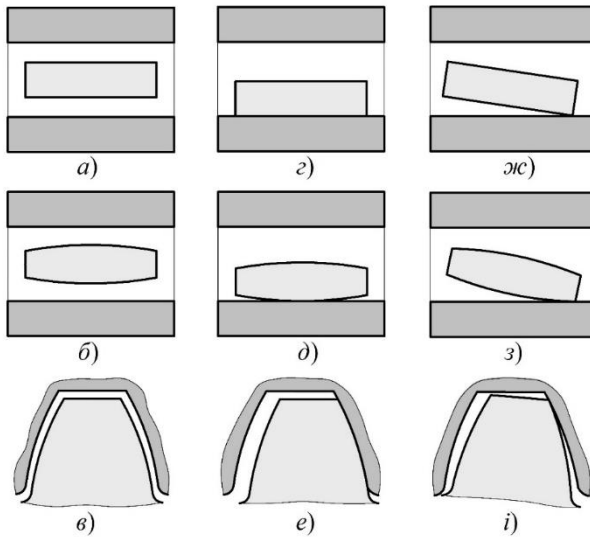


Рис. 1.10. Розгортки перерізів зубів ділильним циліндром:
а, б, в – в положення без навантаження;
г, д, е – при наявності навантаженні і відсутності перекосу;
ж, з, і – при навантаженні і наявності перекосу

У судновому машинобудуванні, використовуються різні по конструкції зубчасті муфти, а саме: одинарні, подвійні і тризвінні

одинарні, однак у переважній більшості випадків мають місце одинарні зубчасті муфти, до яких і відносяться МЗП. Слід зазначити, що до всіх ЗМ (в тому числі і до суднових) висуваються так звані конструктивні вимоги, до яких належать: компактність, простота розбирання і збірки, безперешкодне забезпечення зубів мастилом, надійність ущільнень, можливість забезпечення максимальної податливості ободів втулки і обойми, гарантоване забезпечення необхідних величин бічних і радіальних зазорів між спряженими парами зубів¹⁶. Зазначені та інші вимоги виконуються, як показав аналіз існуючих конструкцій, переважно в авіаційному, гірничовидобувному та судновому машинобудуванні. Невиконання зазначених вимог при виготовленні ЗМ загального призначення призводить до небажаних наслідків у періоди їх експлуатації¹⁷.

Конструкції суднових ЗМ, що застосовуються в сучасній судновій енергетиці представлено на рис. 11.

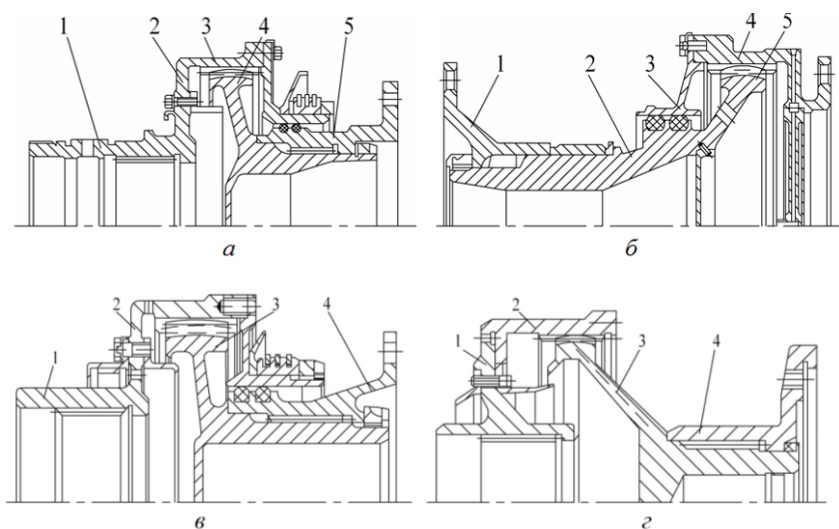


Рис. 11. Конструкції суднових зубчастих муфт

¹⁶ Гапонов В.С., Остапчук Ю.А. Оценка остаточного ресурса зубчатой муфты газовой турбины. Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні і теплотехнічні процеси та обладнання. – Харків: НТУ «ХПІ». – 2010. – № 2. – С. 98–101.

¹⁷ Романовський Г.Ф., Попов А.П. Особенности контактного взаимодействия бочкообразных зубьев зубчатых муфт. Вестник НТУ «ХПІ». – Харьков: Сборник научных трудов, 2004. – №30. – С.45 – 52.

Конструкція зубчастої муфти (рис.11, а) застосовується в агрегатах суден різного призначення і в умовах розцентровок осей передає обертальний (крутний) момент рівний $67,7 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{м}$ ($m = 5 \text{ мм}$ і $z = 60$), а її маса становить близько 50 кг. Обойма 3 ЗМ виконана у вигляді тонкостінної оболонки, товщина якої не менша або дорівнює висоті зуба. Оболонка переходить у стінку 2 еквівалентної товщини, яка має хвостову частина 1, що сполучалася з вихідним валом редуктора. Втулка 4 з бочкоподібними зубами має хвостовик 5, який за допомогою шліцьового і фланцевого з'єднань жорстко пов'язаний з проміжним валом двигуна. Змащення зубів циркуляційне (під тиском через радіальні отвори у втулці). Сальникове ущільнення з боку двигуна запобігає витоку мастила із мастильної порожнини. Ця конструкція, незважаючи на наявність додаткових елементів, відрізняється компактністю і малою масою. Податливість оболонки зі стінкою та прилеглої ділянки втулки дозволяє ЗМ незначною мірою компенсувати неточності монтажу і помилки виготовлення зубів.

Конструкція ЗМ (рис.11, б) призначена для компенсації розцентровок осей з'єднувальних валів СА при передачі обертального моменту, що не перевищує $14,6 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{м}$ ($m = 4 \text{ мм}$ і $z = 50$). Маса муфти становить 31 кг, а частота обертання дорівнює 6100 об/хв. Фланець 1 жорстко з'єднаний з хвостовиком 2 втулки 5 з бочкоподібними зубами, які зчіплюються з прямими зубами обойми 4. Торцева кришка 3 служить для герметизації порожнини ЗМ, у якій знаходиться охолоджуване мастило. Вказана конструкція ЗМ, як і раніше розглянута конструкція (рис.11, а), при осьовому переміщенні бочкоподібних зубів втулки відносно прямих зубів обойми внаслідок теплових розширень зазнає впливу сил тертя. Зазначені сили тертя обумовлені, з одного боку, дією нормальних сил на робочих поверхнях зубів, а, з іншого боку, проковзуванням обойми відносно притиснутих до неї ущільнювальних кілець, розміщених у пазах втулки. Слід додати, що сили тертя на робочих поверхнях спряжених пар зубів значно перевищують такі, що мають місце при ковзанні обойми відносно ущільнень. Аналогічний характер дії сил тертя типовий майже для всіх конструкцій ЗМ поширених в суднобудуванні.

Зубчаста муфта (рис.11, в) випускається двох типорозмірів, що дозволяє при куті перекоосу осей, що дорівнює $6 \cdot 10^{-3}$ рад, передавати обертальний момент в межах від $13,6 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{м}$ до $29,2 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{м}$. Її маса становить 35,2-41,5 кг, модуль дорівнює 5 мм, а числа зубів –

відповідно 44 та 48. Хвостова частина 1 обойми 2 виконана разом з обоймою, що містить внутрішні прямі зуби. Втулка 3 містить зовнішні бочкоподібні зуби. Фланець 4 для з'єднання з редуктором кріпиться до обойми 2 за допомогою болтового з'єднання, а втулки 3 – за допомогою шліц.

Конструкція ЗМ (рис. 11, з), що складається з обойми 2 з прямими зубами і втулки 3 з бочкоподібними зубами, призначена, як і наведені раніше конструкції, для експлуатації при розцентровках осей. Вона передає обертовий момент, що дорівнює $308 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{м}$, а також характеризується модулем $m = 5 \text{ мм}$ і числом зубів $z = 70$. Маса муфти досягає близько 100 кг. Для підведення та відведення потужності від ЗМ використовуються шліцеві втулки 1 та 4. У всіх наведених конструкцій ЗМ радіуси бочкоподібності коливаються в межах від 2,5-3,3 м при куті зачеплення $\alpha_w = 20^\circ$. Для зменшення зносу зуби муфт виконані азотованими.

У СЕУ водотоннажних суден ЗМ розміщуються, як правило, в місцях з'єднання вихідного валу двигуна і вхідного вала редуктора. На суднах спеціального призначення ЗМ розміщуються практично по всіх напрямках передачі корисного навантаження і частоти обертання. Для оцінки ролі та значення ЗМ у складі СЕУ, слід розглянути деякі з найбільш відомих кінематичних схем трансмісій суден, які мають у своєму складі ГТА і ДРА¹⁸, на яких для компенсації розцентровок осей з'єднувальних валів використовуються суднові ЗМ з бочкоподібними зовнішніми та прямими внутрішніми зубами, які експлуатуються при кутах перекосу осей з'єднувальних валів трансмісії суден, які не перевищують $0,5^\circ$. На рис. 12 – 15 наведено деякі з найбільш відомих кінематичних схем трансмісій суден з ГТА, а на рис. 16 і рис. 17 – кінематичні схеми трансмісій суден з ДРА.

Рис. 12 відображає кінематичну схему трансмісії судна на підводних крилах де ЗМ розміщено перед проміжною опорою і після неї. Варіант розміщення ЗМ на вихідному валу турбіни гвинта (ТГ) замість пружної муфти виявився неприйнятним внаслідок високої температури на виході з ТГ.

¹⁸ Попов А.П. Контактная прочность зубчатых механизмов. Николаев: Изд-во НУК, 2008. – 580 с.

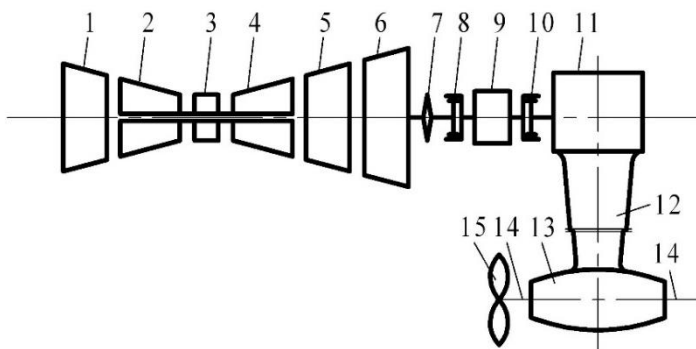


Рис. 12. Кінематична схема трансмісії судна з ГТА:
 1 – компресор високого тиску; 2 – компресор низького тиску;
 3 – камера згоряння; 4 – турбіна низького тиску; 5 – турбіна високого тиску; 6 – турбіни гвинта; 7 – пружна дискова муфта; 8, 10 – зубчасті муфти; 9 – проміжна опора; 11 – кінцева зубчаста передача; 12 – стійка; 13 – гондола з кінцевою зубчастою передачею; 14 – вали; 15 – гребний гвинт

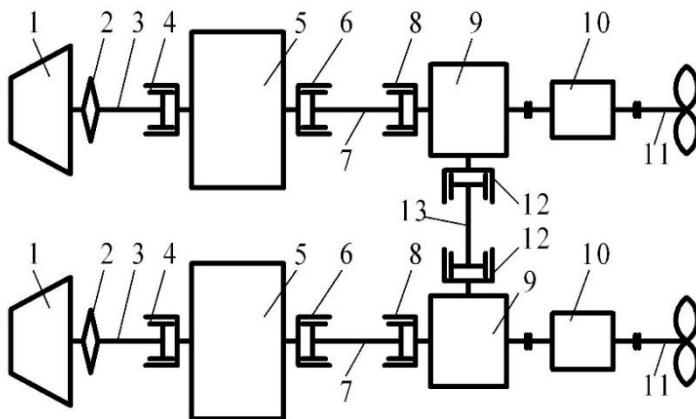


Рис. 13. Кінематична схема трансмісії судна з ГТА: 1 – ТГ;
 2 – пружні дискові муфти; 3 – ресора; 4, 6, 8, 12 – ЗМ;
 5 – редуктор переднього ходу; 7, 13 – торсіонні вали; 9 – МР;
 10 – ГУП; 11 – гребні вали

На рис. 13 представлена кінематична схема трансмісії лівого і правого бортів судна, через яку на гвинти передається обертальний

момент від двох або одного ГТА, тут ЗМ розміщено ліворуч і праворуч від редукторів переднього ходу (РПХ), а також на вхідних валах маршових редукторів (МР) та торсіонному валу, котрий з'єднує трансмісії лівого і правого бортів судна.

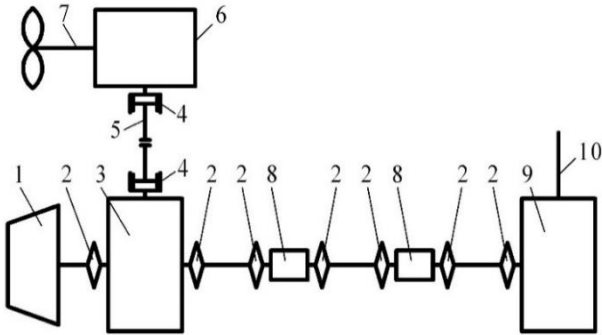


Рис. 14. Кінематична схема трансмісії судна з ГТА: 1 – ТГ; 2 – пружні дискові муфти; 3 – редуктор; 4 – ЗМ; 5 – торсіонний вал; 6 – редуктор повітряного гвинта; 7 – вал повітряного гвинта; 8 – проміжна опора; 9 – редуктор гвинта; 10 – вал вентилятора

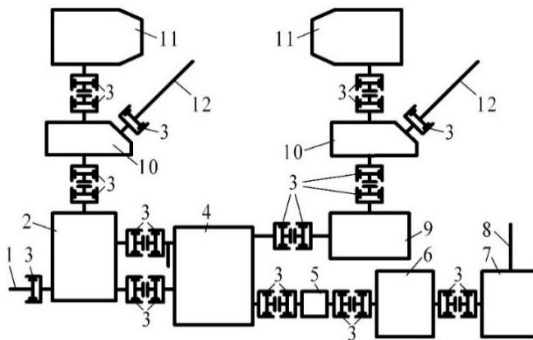


Рис. 15. Кінематична схема трансмісії судна з ГТА: 1 – ресора; 2 – нижній кормовий редуктор; 3 – ЗМ; 4 – редуктор вентилятора; 5 – проміжна опора; 6 – верхній кормовий редуктор; 7 – верхній носовий редуктор; 8 – вал вентилятора; 9 – редуктор; 10 – кутові редуктори; 11 – редуктор повітряного гвинта; 12 – вал поперечної передачі

Судна з кінематичними схемами трансмісії (рис. 12 і рис. 13) виконані в полегшених варіантах, у зв'язку з чим, їх матеріалоємність приблизно вдвічі нижче від традиційних конструкцій. Полегшений варіант судна (рис. 12) в процесі експлуатації зазнає істотних деформацій, що призводить до значного зростання величин розцентровок осей. Трансмісія енергетичної установки (рис. 13) містить 23 ЗМ. На зазначеному кораблі, при підйомі на повітряну подушку початковий кут перекоосу осей $\psi = 6 \cdot 10^{-3}$ рад зріс до $9,7 \cdot 10^{-3}$ рад, а в процесі руху досяг величини $11,3 \cdot 10^{-3}$ рад. В даному випадку, необхідність заміни ЗМ обумовлена умовами експлуатації, а не терміном служби.

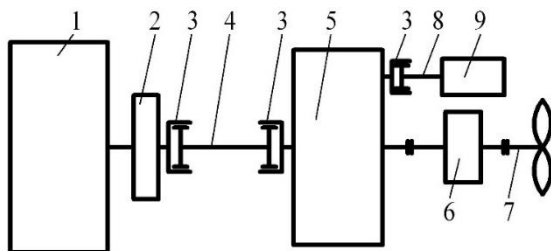


Рис. 16. Кінематична схема трансмісії судна з ДРА: 1 – дизельний двигун; 2 – маховик; 3 – зубчасті муфти; 4 – ресора; 5 – редуктор; 6 – ГУП; 7 – гребний вал; 8 – вал привода; 9 – генератор

Кінематичні схеми трансмісій (рис.14, 15) відносяться до суден, рух яких здійснюється на повітряній подушці і насичені ЗМ. Враховуючи принцип руху суден на повітряній подушці і їх полегшений варіант виконання порівняно з водотоннажними суднами, при їх проектуванні були закладені високі величини розцентровок осей з'єднувальних валів трансмісії. При цьому, кути перекоосу осей з'єднувальних валів при підйомі суден на подушку зростали приблизно в 1,7-2 рази порівняно з передбачуваними кутами $\psi = 5 \cdot 10^{-3}$ рад. У процесі руху суден зазначені величини кутів ψ зростали додатково на 20-30%, досягаючи величин порядку $(11-13) \cdot 10^{-3}$ рад.

На рис.16 наведена кінематична схема трансмісії судна з ДРА, де для компенсації розцентровок осей використовуються ЗМ котрі з'єднують ресору, яка передає обертальний момент і частоту обертання від дизельного двигуна до редуктора і від редуктора до генератора. Класична схема одновальної силової установки комерційного судна представлена на рис. 17.

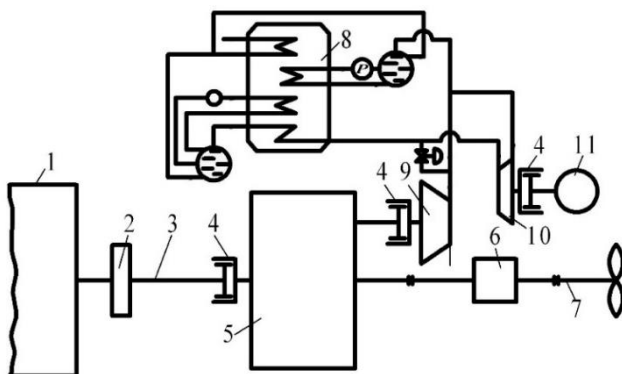


Рис. 17. Теплова і кінематична схема трансмісії судна з ДРА:
1 – ГДА; 2 – муфта «Вулкан»; 3 – ресора; 4 – ЗМ; 5 – редуктор;
6 – ГУП; 7 – вал гвинта; 8 – економайзер; 9, 10 – ТГ; 11 – генератор

За результатами огляду окремих кінематичних схем трансмісій суден з ГТА і ДРА виявлено, що для компенсації розцентровок осей з'єднувальних валів в якості компенсуючих пристроїв, у переважній більшості випадків, використовуються ЗМ, які знайшли широке застосування, як в складі водотоннажних суден, так і суден спеціального призначення з динамічними принципами руху, тобто суднах на підводних крилах і повітряній подушці, працездатність та надійність яких (надійна передача ефективної потужності від двигуна судновому валопроводу) безпосередньо залежить від надійної роботи ЗМ. Однак, у процесі експлуатації, в умовах перекосу осей, традиційні конструкції ЗМ, характеризуються рядом недоліків, а саме нерівномірним розподілом зусиль між спряженими парами зубів, що призводить до їх перевантаження і, як наслідок, зниження навантажувальної здатності, зростанням величин контактних напружень, погіршенням умов змащення поверхонь тертя зубів, збільшенням витрат потужності на тертя, зниженням коефіцієнту корисної дії та погіршенням віброакустичних характеристик внаслідок ударного навантаження зубів¹⁹.

¹⁹ Попов А.П., Медведовский А.М., Савенков О.И. Повышение эффективности судовых дизель-редукторных агрегатов. Тези доповідей II Міжнародної науково-технічної конференції «Сучасний стан та проблеми двигунобудування» – Миколаїв: НУК, 2012. – С. 14 – 17.

В результаті аналізу більш ніж 70 суднових агрегатів було встановлено, що близько 88% ЗМ традиційних конструкцій від загальної кількості вийшли з ладу внаслідок неприпустимого перевантаження спряжених пар зубів, зумовленого перекосом осей з'єднуються валів агрегатів і лише близько 12%, окрім контактного викришування зубів, характеризувалися слідами заїдання і схоплювання. При цьому в дев'яти випадках поломки традиційних конструкцій ЗМ призвели до незворотних ушкоджень елементів СЕУ, а в тридцяти випадках – до пошкоджень, що усуваються при ремонті²⁰.

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 вали зубчастих передач, вихідні вали двигунів та з'єднувані вали, шліцьові і болтові з'єднання, а також інші елементи СА, тобто здійснюють на їх працездатність шкідливий вплив, що в цілому негативно позначається на надійності та енергоекологічності СЕУ. Основна причина низької працездатності ЗМ полягає в неприпустимо високому ступені перевантаження спряжених пар зубів через те, що в умовах розцентровок осей з'єднувальних валів навантаження передається не всіма, а лише частиною спряжених пар зубів. Вплив перекосів осей СА на навантажувальну здатність ЗМ наведено у таблиці 1, на прикладі ЗМ, яка характеризується параметрами: $N = 20000$ кВт; $n = 5000$ об/мин; $m = 5$ мм; $z = 60$; $\alpha_w = 20^\circ$; $b = 56$ мм; $\delta_\Sigma = 5,5 \cdot 10^{-3}$ мм/Н; $\psi = 5 \cdot 10^{-3}$ рад; $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа; $T = 38200$ Н·м; $F_n = 4515$ Н і $F_t = 4244$ Н.

Із табл. 1. видно, що кількість зубів суднової зубчастої муфти, що знаходяться в зачепленні і передають корисне навантаження та частоту обертання, при збільшенні кута перекоосу різко змінюється, так при $\psi = 5 \cdot 10^{-3}$ рад всі 60 зубів знаходяться в зачепленні, а при $\psi = 40 \cdot 10^{-3}$ рад лише 9 зубів, тобто кількість зубів у зачепленні зменшилася більш ніж у 6,5 раз.

²⁰ Попов А.П. Зубчатые механизмы с точечным контактом зубьев – Николаев: Изд – во Атолл, 2010. – 774 с.

Таблиця 1

Вплив перекосів осей СА на навантажувальну здатність ЗМ

Величини що визначаються	Угол перекося осей $\psi \cdot 10^3$, рад				
	5,0	8,7	15,0	20,0	40,0
Функція $A(\gamma)$	0,866	0,286	0,096	0,054	0,014
Параметричний кут γ , град	90	48	25	20	13
Максимальне зусилля $F_{n \max}$, Н	8604	13496	20738	25488	39259
Коефіцієнт перевантаження $K_F = F_{n \max}/F_n$	1,91	2,99	4,59	5,64	8,69
Кількість зубів в зачепленні	60	32	17	14	9

Аналіз отриманих даних, вказує на те, що збільшення величин розцентровок осей з'єднувальних валів перевищує вказані норми від 2 до 6 раз, при цьому існуючі конструкції ЗМ не в змозі забезпечити необхідну працездатність і не можуть задовольнити вимогам, що висуваються до них.

Підвищення працездатності ЗМ при зростанні величин розцентровок осей з'єднувальних валів силових агрегатів, окрім конструкції, впливу мастила, тертя і тепловиділення, обумовлено розробкою нових технічних рішень, таких як ЗМ з поздовжньо модифікованими зовнішніми і внутрішніми зубами, які передбачають підвищення не тільки навантажувальної, а й їх компенсуючої здатності та методів розрахунку для вказаних технічних рішень.

3. Підвищення техніко-економічних показників та поліпшення експлуатаційних характеристик суднових енергетичних установок шляхом застосування високоефективних зубчастих муфт

В процесі виконання теоретичних досліджень вищевказаних запатентованих конструкцій зубчастих муфт підвищеної експлуатаційної ефективності сформоване наукове положення: вперше встановлено об'єктивно існуючу властивість зубчастих муфт, які працюють в умовах розцентровок осей з'єднувальних валів, котра полягає у тому, що з урахуванням заданих величин кутів перекося осей, розмірів зубчастих муфт, параметрів зачеплення зубів, а також параметрів поздовжньої модифікації зовнішніх зубів визначаються параметри поздовжньої модифікації внутрішніх зубів, при яких зусилля між всіма спряженими парами зубів, в умовах перекося осей, розподіляються практично рівномірно (муфта працює як ідеальний шарнір).

Оцінку працездатності ЗМ з урахуванням перекосів осей з'єднувальних валів проведено на прикладі головного турбозубчастого агрегату.

Розрахунок ЗМ на контактну витривалість проведено виходячи із виразу

$$(\sigma_{\kappa})_n^6 \cdot \alpha_u = (\sigma_{\kappa})_m^6 \cdot \alpha_o, \quad (1)$$

де $(\sigma_{\kappa})_n$, $(\sigma_{\kappa})_m$ – контактні напруження, що діють на зуби нової і традиційної конструкції ЗМ; $\alpha_{ц} = 60nT_{ц}$, $\alpha_o = 60nT_o$ – число циклів навантаження нової і традиційної конструкції ЗМ відповідно $T_{ц}$, T_o – термін служби нової і традиційної конструкції ЗМ в годинах; n – частота обертання, об/хв.

На підставі формули Герца відношення $[(\sigma_{\kappa})_m/(\sigma_{\kappa})_n]^6$ матиме вигляд

$$\left[\frac{(\sigma_{\kappa})_m}{(\sigma_{\kappa})_n} \right]^6 = \left(\frac{F_{n \max}^m}{F_{n \max}^u} \right)^3, \quad (2)$$

де $F_{n \max}^m$, $F_{n \max}^u$ – максимальні зусилля, діючі відповідно на зуби традиційної і високоефективної ЗМ.

Виходячи з наведених виразів (1) і (2) залежності відносної довговічності та працездатності (терміну служби) високоефективної ЗМ набудуть вигляду

$$T_n = \frac{T_u}{T_o} = \left(\frac{F_{n \max}^m}{F_{n \max}^u} \right)^3; \quad T_u = \frac{T_u}{T_o} = \left(\frac{F_{n \max}^m}{F_{n \max}^u} \right)^6.$$

Однак працездатність ЗМ визначається не величинами діючих в зубах контактних і згинальних напружень, а зносостійкістю. Зношування традиційної і високоефективної конструкцій ЗМ визначається за формулами:

$$i_m = c_1 \left[1 - \frac{c_2}{(F_{n \max}^m)^{k_1}} \right]^2 \cdot (F_{n \max}^m)^{k_2}; \quad i_n = c_1 \left[1 - \frac{c_2}{(F_{n \max}^u)^{k_1}} \right]^2 \cdot (F_{n \max}^u)^{k_2},$$

де c_1 , c_2 – коефіцієнти, що враховують взаємний вплив мастила, технології і розмірів ЗМ на зносостійкість зубів; $k_1 = 0,58$ і $k_2 = 1,13$ – показники ступеня. Величина зносу i_t при перекосах осей відповідає $2 \cdot 10^8$ циклів, і вона прямопропорційна працездатності ЗМ в годинах. Таким чином, залежність відносної довговічності ЗМ з урахуванням зносу зубів буде мати вигляд:

$$T = \left(1 - \frac{1 - c_2 / (F_{n \max}^m)^{0,58}}{1 - c_2 / (F_{n \max}^u)^{0,58}} \right)^2 \cdot \left(\frac{F_{n \max}^m}{F_{n \max}^u} \right)^{1,13}. \quad (3)$$

Збільшення працездатності високоефективної ЗМ, виходячи із залежності (3), з похибкою, що не перевищує 3,5%, визначається залежністю

$$T = \left(\frac{F_{n \max}^m}{F_{n \max}^n} \right)^{1,215}. \quad (4)$$

Збільшення навантажувальної здатності ЗМ, виходячи з вищенаведених виразів і залежності (4), рівносильне підвищенню їх працездатності.

Працездатність традиційної ЗМ, життєвий цикл якої становить $i \cdot 10^8$ циклів, необхідно розраховувати з урахуванням частоти обертання валу, так як, один цикл дорівнює одному повного оберту ЗМ (при якому зуби двічі піддаються максимальному зусиллю). На підставі вищевикладеного, працездатність традиційної ЗМ (в годинах) визначається за формулою

$$T_{\text{тр}} = (i \cdot 10^8) / n. \quad (5)$$

Виходячи з рівняння (5) і знаючи частоту обертання вихідного валу головного двигуна, визначити збільшення працездатності (у годинах) пропонувані ЗМ при перекосах осей не викликає ускладнень. Порівняння, щодо збільшення працездатності запропонованих ЗМ представлено у табл. 2.

Виходячи із значень табл. 2, показано, що при перекосах осей з'єднувальних валів ГТЗА, ЗМ підвищеної експлуатаційної ефективності характеризуються підвищеною працездатністю.

Оцінку впливу ЗМ з комбінованою поздовжньою модифікацією зовнішніх і внутрішніх зубів на показники енергоефективності ГЕУ до яких, як відомо, відносяться питома витрата палива і ефективний ККД, розглянемо на прикладі двухкаскадного газотурбінного агрегату UGT 15000 простої схеми, з використанням методики проектування суднових ГТА²¹, який характеризується даними: міра підвищення тиску повітря в циклі $\pi_{\text{кз}} = 24$; максимальна температура газу в циклі $T_3 = 1500$ К; ефективна потужність $N_e = 16500$ кВт; частота обертання вихідного валу двигуна $n = 5200$ об/мин; нижча теплотворна здатність стандартного вуглеводневого палива $H_u = 42915$ кДж/кг.

²¹ Романовський Г.Ф., Ващиленко М.В. Сербін С.І. Теоретичні основи проектування суднових газотурбінних агрегатів. Навчальний посібник. – Миколаїв: УДМТУ, 2003. – 304 с.

**Збільшення працездатності високоефективних зубчастих муфт
в порівнянні з традиційними конструкціями
при перекосах осей ГТЗА**

Кут перекоосу осей $\psi \cdot 10^{-3}$, рад	Максимальні зусилля в традиційній ЗМ $F_{n \max}^m$, Н	Максимальні зусилля в пропонуваній ЗМ $F_{n \max}^n$, Н	Збільшення працездатності пропонуваній ЗМ T_p , рази
2,5	5188,68	4299,69	1,2565
5,0	7855,65	4299,69	2,0780
7,5	12300,61	4299,69	3,5862
8,7	15065,73	4299,69	4,5881

Для розрахунків використано ЗМ з наступними параметрами: $z = 50$ – число зубів; $m = 6$ мм – модуль зачеплення; $\alpha_w = 20^\circ$ – кут зачеплення; $R = 2900$ мм – радіус бочкоподібності зовнішніх зубів. При розрахунках слід врахувати коефіцієнт тертя $f_{тр}$ для моделі контакту циліндра (бочкоподібні зуби) з площиною (прямі зуби), котрий визначається залежністю:

$$f_{mp} = \frac{0,035w_v^{0,08} R_{ск}^{0,45}}{\alpha_0^{0,28} R_1^{0,324} \omega^{0,225} \mu_0^{0,35} V_m^{0,174} h_p^{0,15}},$$

де w_v – питома зовнішнє навантаження на одиницю робочої висоти зуба; $R_{ск}$ – середньоквадратична величина шорсткості, м; α_0 – п'єзоефіцієнт в'язкості мастила, 1/Па; R_1 – радіус бочкоподібності зовнішніх зубів втулки, м; ω – кутова швидкість, рад/с; μ – в'язкість мастила при атмосферному тиску, Па·с; V_m – швидкість переміщення зубів, м/с; h_p – робоча висота зубів, м.

Загалом, коефіцієнт тертя для зубчастих муфт знаходиться в межах $f_{тр} \leq 0,039-0,059$, для подальших розрахунків $f_{тр}$ прийнято рівним 0,05.

Результати досліджень, щодо впливу кутів перекоосу осей на ефективний ККД ГТЗА при використанні традиційних і високоефективних ЗМ представлено в табл. 3, а впливу кутів перекоосу осей на питому витрату палива ГТЗА у табл. 4.

Як видно із табл. 3 і табл. 4, при кутах перекоосу осей $\psi = (5-10) \cdot 10^{-3}$ рад заміна традиційних зубчастих муфт високоефективними призведе до зниження питомої витрати палива ГТЗА на 0,05-0,6 г/(кВт·год), економії годинної витрати палива головного двигуна на 1,5-11 кг/год. Тобто, високоефективні ЗМ менш чутливі до розцентровок осей з'єднувальних валів, ніж традиційні, і

при їх застосуванні ефективний ККД ГТЗА вище за рахунок меншої втрати при передачі механічної енергії

Таблиця 3

Вплив кутів перекоосу осей на ефективний ККД ГТЗА

Кут перекоосу, $\psi \cdot 10^{-3}$, рад	Кут перекоосу, град	Ефективний ККД ГТЗА при застосуванні традиційних ЗМ	Ефективний ККД ГТЗА при застосуванні високоефективними ЗМ
2,5	0,14	0,3638	0,3638
5,0	0,29	0,3634	0,3636
7,5	0,43	0,3629	0,3633
10,0	0,57	0,3618	0,3629
12,5	0,72	0,3602	0,3623

Таблиця

Вплив кутів перекоосу осей на питому витрату палива ГТЗА

Кут перекоосу $\psi \cdot 10^{-3}$, рад	Годинна витрата палива на ГТД, кг/год при застосуванні традиційних (1) і високоефективних (2) ЗМ		Питома витрата палива на ГТЗА, кг/(кВт·год) при застосуванні традиційних (1) і високоефективних (2) ЗМ	
	(1)	(2)	(1)	(2)
2,5	3804,64	3804,64	0,2306	0,2306
5,0	3808,52	3806,97	0,2308	0,2307
7,5	3814,37	3810,08	0,2312	0,2309
10,0	3825,34	3814,37	0,2318	0,2312
12,5	3842,30	3820,63	0,2329	0,2316

На практиці, кути перекоосів осей з'єднувальних валів СА 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 високоефективної ЗМ (табл. 3 і табл. 4) залишається на задовільному рівні навіть при збільшенні кутів перекоосу осей до величин $\psi = (10 - 12,5) \cdot 10^{-3}$ рад. Крім того, при перекоосі 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 ГЕУ. У пропонованих ЗМ з рівномірним розподілом зусиль між зубами спостерігається зменшення величин

пружних моментів на 25-45% в порівнянні з традиційними. Зменшення величин пружних згинальних моментів призводить до зниження додаткового навантаження на елементи валопроводу і призводить до поліпшення експлуатаційних характеристик та підвищення техніко-економічних показників ПУ.

Проблема зниження рівня вібрації і шуму була і залишається актуальною в сучасному суднобудуванні. Особливо гостро дана проблема стоїть при будівництві суден спеціального призначення. Для вирішення проблеми зниження рівня вібрації і шуму в ГЕУ на виході з редукторів встановлюються спеціальні звукоізолюючі муфти (ЗІМ), які складні у виготовленні і характеризуються значною матеріаломісткістю. Дані муфти поглинають вібрацію і звук, що йдуть від редукторів ЗМ і торсіонних валів. Застосування високоефективних ЗМ може дозволити відмовитися від застосування ЗІМ на судах певних типів. На основі результатів досліджень можна зробити висновок, що високоефективні ЗМ в силу рівномірного розподілу навантаження між зубами, на відміну від традиційних, в яких навантаження між зубами розподіляється по пульсуючому циклу, характеризуються прийнятним для експлуатації рівнем вібрації і шуму.

Рівняння зниження рівня вібрації і шуму ΔL в децибелах (дБ), для випадків знаходження частини зубів (кут $\gamma < \pi/2$) і всіх зубів (кут $\gamma = \pi/2$) в зачепленні, матимуть вигляд:

$$\Delta L = 20 \lg \left\{ \frac{\pi}{2} + \frac{\psi^2}{4F_i \delta_z} \left[\left(\frac{R_i}{\cos \alpha_w} - \frac{mz \alpha_w}{2} \right) \left(1 - \frac{\sin 2\gamma}{2\gamma} \right) + \frac{mz \sin^2 \gamma}{2\gamma} \right] \cos \alpha_w \right\}$$

$$\Delta L = 20 \lg \left\{ 1 + \frac{\psi^2}{4F_i \delta_z} \left[\frac{R_i}{\cos \alpha_w} + mz \left(\frac{1}{\pi} - \frac{\alpha_w}{2} \right) \right] \cos \alpha_w \right\}.$$

З порівняння розрахункових даних традиційних і високоефективних ЗМ, при кутах перекоосу осей $\psi = (2,5-11,3) \cdot 10^{-3}$ рад, встановлено, що рівень зниження вібрації і шуму у високоефективних ЗМ складає 1,4-13,2 дБ.

Економічний ефект від впровадження запропонованих ЗМ в суднової енергетиці, слід очікувати за рахунок підвищення працездатності головних СА і збільшення ймовірності їх безвідмовної роботи, а також максимального зменшення ймовірності виникнення аварійних ситуацій. Значну економію слід очікувати за рахунок виключення позапланових зупинок на ремонт та докування, простою судна, і як наслідок, збільшення його провізної здатності, яка вимірюється мільйонами доларів США в залежності від типу судна, вантажу, що перевозиться, регіону плавання і відповідальності рейсу.

ВИСНОВКИ

1. Проаналізовано причини виникнення розцентровок осей з'єднувальних валів суднових агрегатів та показано їх негативний вплив на експлуатаційні характеристики і техніко-економічні показники судна в цілому та на втрати ефективної потужності при її передачі від головного двигуна судовому валопроводу зокрема. Розглянуто способи усунення негативного впливу розцентровок осей з'єднувальних валів суднових агрегатів.

2. Показано, що 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.

3. В процесі виконання теоретичних досліджень конструкцій зубчастих муфт підвищеної експлуатаційної ефективності встановлено об'єктивно існуючу властивість зубчастих муфт, які працюють в умовах розцентровок осей з'єднувальних валів, котра полягає у тому, що з урахуванням заданих величин кутів перекоосу осей, розмірів зубчастих муфт, параметрів зачеплення зубів, а також параметрів поздовжньої модифікації зовнішніх зубів визначаються параметри поздовжньої модифікації внутрішніх зубів, при яких зусилля між всіма спряженими парами зубів, в умовах перекоосу осей, розподіляються практично рівномірно тобто муфта працює, практично, як ідеальний шарнір.

4. Встановлено, що поліпшення експлуатаційних характеристик та підвищення техніко-економічних показників суднових енергетичних установок шляхом усунення негативного впливу розцентровок осей з'єднуються валів суднових агрегатів можливо за рахунок застосування зубчастих муфт підвищеної експлуатаційної ефективності з поздовжньою модифікацією зубів.

5. Показано, що заміна традиційних зубчастих муфт пропонуваними, при кутах перекооса осей $\psi = (5-10) \cdot 10^{-3}$ рад, 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, зменшення рівня вібрації і шуму на 6,81 дБ, дозволить забезпечити передачу ефективної потужності, від головного двигуна судовому валопроводу, через сполучний вузол «муфта-вал-муфта» майже без втрат, що в свою чергу дозволить збільшити безвідмовність

плавання судна, знизити витрати на ремонт і експлуатацію, підвищити провізну здатність суден, та знизити ймовірність виникнення аварійних ситуацій.

АНОТАЦІЯ

Досліджено вплив розцентровок осей з'єднувальних валів судових агрегатів на експлуатаційні характеристики та техніко-економічних показники судових енергетичних установок. Розглянуто причини виникнення розцентровок осей з'єднувальних валів судових агрегатів і запропоновано їх класифікацію. Відмови судових енергетичних установок класифіковано по їх впливу на працездатність установки (по наслідкам), по способам їх усунення і по характеру та поділено на групи у відповідності до класів. Розглянуто способи поліпшення експлуатаційних характеристик та підвищення техніко-економічних показників судових енергетичних установок шляхом забезпечення параметрів надійності та енергоефективності головних енергетичних установок, за рахунок усунення негативного впливу розцентровок осей з'єднувальних валів судових агрегатів, застосуванням компенсуючих пристроїв. Запропоновано використовувати у якості компенсуючих пристроїв конструкції зубчастих муфт підвищеної експлуатаційної ефективності, котрі, в умовах перекоосу осей, характеризуються більш рівномірним розподілом зусиль між усіма спряженими парами зубів ніж існуючі, тобто працюють, практично як ідеальний шарнір.

ЛІТЕРАТУРА

1. Горбов В.М., Ратушняк І.О., Трушляков Є.І., Чередніченко О.К. Судова енергетика та Світовий океан. Підручник. – Миколаїв: НУК, 2007. – 596 с.

2. Романовский Г.Ф., Попов А.П. Основы трибологии судовых зубчатых муфт // Николаев: Изд-во НУК, 2004. – 444 с.

3. Подгуренко В.С.94 – 98. Нагрузочная способность зубчатых муфт с учетом погрешностей изготовления зубьев. Вісник аграрного Причорномор'я. – 2014. – Вип. № 1 (77) – С.197 – 203.

4. Подгуренко В.С. Повышение работоспособности зубчатых муфт, работающих при перекосах осей соединяемых валов. Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Збірник наукових праць. Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ «ХПІ». – 2013. – № 41(1014).

5. Ханмамедов С.А. Экспериментальное определение изгибающих моментов при статическом нагружении зубчатых муфт. Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Збірник

наукових праць. Тематичний випуск: Машинознавство та САПР. – Харків: НТУ «ХПІ». – 2012. – № 22. – С. 175 – 180.

6. Подгуренко В.С. Определение изгибающих моментов в реальных условиях эксплуатации зубчатых муфт. Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Збірник наукових праць. Тематичний випуск: Машинознавство та САПР. – Харків: НТУ «ХПІ». – 2012. – № 22. – С. 102 – 106.

7. Патент №69705 Україна. МПК F16D1 1/00. Зубчаста муфта – u201112523; заявл. 25.10.2011; опубл. 10.05.2012. Бюл. № 9.

8. Savenkov, O., Radchenko, A., Bileka, V., 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).

9. Горбов В.М., Кот В.М. Энциклопедия судовой энергетики. Учебник. – Николаев: НУК, 2013. – 607 с.

10. Курносенко Д. В., Грицук І. В. Основні критерії оцінки працездатності суднової енергетичної установки // Матеріали 10-ї Міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні енергетичні установки на транспорті і технології та обладнання для їх обслуговування». – Херсон : Херсонська державна морська академія, 2019. – С. 47-49.

11. Попов О.П., Новіков О.Є., Савенков О.І., Садовий О.С., Кондратьєва А.А. Вплив перекосу і прогину обертового валу на силові фактори, що виникають у зубчастих з'єднаннях. Вісник аграрної науки Причорномор'я Миколаївського національного аграрного університету. Збірник наукових праць. Серія: технічні науки. – Миколаїв: МНАУ, 2021 – № 2 (110), 2021 – С. 88-94.

12. Савенков О.І., Попов О.П., Радченко М.І., Щербак Ю.Г. Підвищення надійності суднових енергетичних установок шляхом усунення негативного впливу розцентровок осей з'єднувальних валів. Авіаційно-космічна техніка і технологія: наук.-техн. журн. / Нац. аерокосмічний ун-т ім. М. Є. Жуковського «Харків. авіац. /ін-т». – Харків: ХАІ–2021, № 1 – С.127 – 130.

13. Савенков О.І. Підвищення енергоефективності суднових енергетичних установок шляхом усунення негативного впливу перекосів осей з'єднувальних валів. Shipbuilding & marine infrastructure. – Миколаїв: НУК. – 2020. – № 2(14). – С. 73-84.

14. 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.

15. Попов А.П. Зубчатые муфты в судовых агрегатах. Л.: Судостроение, 1985. – 240 с.

16. Гапонов В.С., Остапчук Ю.А. Оценка остаточного ресурса зубчатой муфты газовой турбины. Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні і теплотехнічні процеси та обладнання. – Харків: НТУ «ХПІ». – 2010. – № 2. – С. 98–101.

17. Романовський Г.Ф., Попов А.П. Особенности контактного взаимодействия бочкообразных зубьев зубчатых муфт. Вестник НТУ «ХПІ». – Харьков: Сборник научных трудов, 2004. – № 30. – С. 45 – 52.

18. Попов А.П. Контактная прочность зубчатых механизмов. Николаев: Изд-во НУК, 2008. – 580 с.

19. Попов А.П., Медведевский А.М., Савенков О.И. Повышение эффективности судовых дизель-редукторных агрегатов. Тези доповідей II Міжнародної науково-технічної конференції «Сучасний стан та проблеми двигунобудування» – Миколаїв: НУК, 2012. – С. 14 – 17.

20. Попов А.П. Зубчатые механизмы с точечным контактом зубьев – Николаев: Изд – во Атолл, 2010. – 774 с.

21. Романовський Г.Ф., Ващиленко М.В. Сербін С.І. Теоретичні основи проектування суднових газотурбінних агрегатів. Навчальний посібник. – Миколаїв: УДМТУ, 2003. – 304 с.

Information about the authors:

Savenkov Oleg Ihorovych,

Lecturer at the Department of Conditioning and Refrigeration,
Admiral Makarov National University of Shipbuilding
99, Heroiv Ukrainy ave., Mykolaiv, 54007, Ukraine

Radchenko Mykola Ivanovych,

Doctor of Technical Sciences, Professor,
Head of the Department of Conditioning and Refrigeration
Admiral Makarov National University of Shipbuilding
9, Heroiv Ukrainy ave., Mykolaiv, 54007, Ukraine

Voronenko Serhii Viktorovych,

Candidate of Technical Sciences,
Associate Professor at the Department of Ship Electrical Equipment
and Automatic Devices Operation
Kherson State Marine Academy
99, Kanatna str., Odesa, 65000, Ukraine