

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ КОРАБЛЕБУДУВАННЯ
імені адмірала Макарова**

БІЛЮК ІВАН СЕРГІЙОВИЧ

УДК 629.5.03:621.822.2

**ПІДВИЩЕННЯ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ УПОРНИХ ВУЗЛІВ СУДНОВИХ ГАЗОТУРБІННИХ
ДВИГУНІВ ПРИ РОЗЦЕНТРОВЦІ РОТОРІВ**

Спеціальність 05.08.05 - суднові енергетичні установки

**АВТОРЕФЕРАТ дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук**

Миколаїв – 2007

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Сутність *науково - прикладної задачі*, якій присвячена дисертація, полягає в підвищенні ефективності роботи упорних вузлів газотурбінних двигунів (ГТД) суднових енергетичних установок (СЕУ) при розцентровці роторів шляхом вдосконалення їх упорних підшипників ковзання (УПК) з вирівнювальними пристроями, що забезпечують захист мастильної плівки від вібраційного руйнування.

Вагомий внесок в розв'язання окремих аспектів цієї задачі внесли М.Е. Подольский, Г.Ф. Романовський, М.Я. Хлопенко та ін.

Актуальність теми. В упорних вузлах роторів ГТД сучасних СЕУ використовуються гідродинамічні УПК з важільним вирівнювальним пристроєм (ВВП), який складається із верхнього та нижнього ряду важелів. Нижні важелі цього пристрою обперті на тонке підкладне кільце (ТПК). Воно призначене для зниження регулярних динамічних навантажень, що діють на подушки підшипника при торцевих биттях гребеня, викликаних розцентровкою ротора. Але такий пристрій є малоефективним внаслідок інерційності важелів, та у ряді випадків не забезпечує захист мастильної плівки від вібраційного руйнування. Його несуча здатність обмежена припустимими осьовими переміщеннями ротора, викликаними прогинами робочих елементів ТПК. Крім цього, УПК з ВВП створює підвищений рівень шуму у машинному відділенні СЕУ.

Таким чином, УПК сучасних суднових ГТД потребують модернізації, направленої на підвищення ефективності їх роботи при розцентровці роторів.

Використання гідравлічної вирівнювальної системи замість ВВП дозволяє розв'язати цю задачу шляхом нового конструкторського рішення. Тому особливий інтерес представляють теоретичні та експериментальні дослідження працездатності УПК з гідравлічним вирівнювальним пристроєм (ГВП) при розцентровці ротора та перекосі корпусу.

В літературі відсутні данні про дослідження працездатності УПК з ГВП при розцентровці роторів суднових ГТД та перекосах корпусів. Не розроблені математичні моделі їх статичних і динамічних характеристик, які описували б з достатньою точністю динамічні процеси, що відбуваються в мастильній плівці.

Таким чином, дослідження статичних і динамічних характеристик УПК з ГВП при перекосах корпусу та торцевих биттях гребеня, спрямовані на істотне підвищення працездатності упорних вузлів суднових ГТД, є актуальними.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Тематика дисертаційної роботи пов'язана з галузевим планами машинобудівних підприємств України, спрямованих на підвищення надійності, довговічності й економічності упорних вузлів тертя різних технічних пристроїв, в тому числі і суднових ГТД. Робота виконувалась в рамках держбюджетних тем № 1478 "Розрахунок і проектування компактного упорного підшипника ГТД" (№ дер-жреєстрації 0102U005201) та № 1526 "Розробка та дослідження нових підвищеної працездатності та надійності конструкцій трибосистем суднових машин" (№ держреєстрації 0104U003098), які входять до тематичного плану науково-дослідницьких робіт, що фінансуються за рахунок загального та спеціального фонду держбюджету. Автор брав безпосередню участь у виконанні НДР на посаді молодшого наукового співробітника.

Мета і задачі дослідження. Мета дослідження полягала у підвищенні ефективності роботи упорних вузлів суднових ГТД при розцентровці роторів.

Досягнення цієї мети обумовило необхідність розв'язання наступних задач:

- розробки математичної моделі статичних і динамічних характеристик УПК з ГВП при перекосах корпусу та торцевих биттях гребеня, викликаних розцентровкою роторів суднових ГТД;
- виконанні теоретичних досліджень вимушених коливань УПК з ГВП і виявленні причин руйнування мастильної плівки у несучих зазорах підшипника;
- проектуванні гідродинамічного УПК з ГВП, який запобігає осьовому переміщенню ротора, та також забезпечує істотне підвищення динамічної несучої здатності упорних вузлів роторів суднових ГТД;
- виготовленні експериментального зразка УПК з ГВП та виконанні теоретичних та експериментальних досліджень його вимушених коливань при торцевих биттях гребеня, перекосах корпусу, навантаженнях і швидкостях, наближених до експлуатаційних, підтвердженні на базі цих досліджень адекватності розробленої математичної моделі;
- розробки методики розрахунку на міцність і жорсткість ТПК та технології виготовлення основних елементів УПК з ГВП;

- впровадження результатів дисертаційної роботи у промисловість.

Об'єктом дослідження є процеси, що протікають в УПК з ГВП суднового ГТД при перекосах корпусу та торцевих биттях дзеркала упорного гребеня, викликаних розцентровкою ротора.

Предмет дослідження - статичні та динамічні характеристики УПК, в якому нове конструкторське виконання ГВП у вигляді кільцевої камери з дросельними отворами у її ребрах жорсткості, розташованої під ТПК та заповненої мастилом, забезпечує істотне підвищення ефективності роботи упорного вузла тертя суднового ГТД при розцентровці ротора.

Методи досліджень. Теоретичні дослідження статичних характеристик УПК з ГВП при перекосах корпусу виконані на основі термопружної гідро-намічної теорії змащування з мікробульбашками газу з урахуванням стаціонарних рівнянь прогинів ТПК та рівномірного розподілення тиску рідини в кільцевій камері ГВП. Показано, що ці характеристики, за виключенням прогинів ТПК, збігаються з отриманими раніше у роботах М.Я. Хлопенко для підшипника з пружною вирівнювальною системою, що являє собою підкладну пластину під опорними тілами подушок.

При розробці математичної моделі динамічних характеристик УПК з ГВП при торцевих биттях гребеня та перекосі корпусу використовувалась модель лінійного осцилятора зі збуреними рівняннями поступального руху гребеня та подушок і динамічні характеристики мастильної плівки - коефіцієнти жорсткості та демпфірування, запропоновані М.Я. Хлопенко. Розподілення тисків і швидкостей в кільцевій камері ГВП з урахуванням дроселювання потоків рідини в отворах її ребер жорсткості визначалось по формулі Вейсбаха для місцевих опорів і закону збереження маси. Виконано гармонійну лінеаризацію перепадів тисків і швидкостей на дросельних отворах у припущенні, що інерція середовища не впливає на швидкість течії рідини. Отримані в процесі лінеаризації збурені рівняння руху УПК з ГВП за допомогою метода комплексних амплітуд були приведені до нелінійної системи алгебричних рівнянь, а потім розв'язані чисельним методом Ньютона - Канторовича. В процесі чисельного рішення визначались амплітуди прогинів ТПК, тиску рідини в кільцевій камері та гідродинамічних реакцій мастильних плівок подушок, що дозволили проаналізувати працездатність УПК з ГВП суднового ГТД при розцентровці ротора.

Експериментальні дослідження, призначення яких полягало у перевірці адекватності розроблених математичних моделей і методик, виконані на стенді, сконструйованому Г.Ф. Романовським та М.Я. Хлопенко, який дозволяє регулювати перекося корпусу підшипника та імітувати умови за швидкістю та навантаженням, наближені до експлуатаційних.

Адекватність розроблених в дисертаційній роботі математичних моделей і методик оцінювалась за результатами осцилографування товщин мастильних плівок подушок і вимірюванням температур мастила на вході та виході із мастильного шару найбільш навантаженої подушки при заданій амплітуді торцевих биттів гребеня та різних перекосах корпусу.

Прогини ТПК, що характеризують перевагу опори, захищеної деклараційним патентом №54959А (Україна), вимірювалися за наявністю та відсутністю рідини в кільцевій камері ГВП.

Наукова новизна одержаних результатів полягає у наступному:

- вперше розроблено математичні моделі статичних та динамічних характеристик УПК з ГВП при перекосах корпусу та торцевих биттях дзеркала гребеня, на базі яких виготовлено та відпрацьовано гідравлічний вирівнювальний пристрій, захищений деклараційним патентом на винахід;

- теоретично доведено та експериментально підтверджено, що статичні прогини тонкого підкладного кільця запропонованого пристрою на порядок менше прогинів пружної пластини, розташованої під важільним вирівнювальним пристроєм, за рахунок чого практично запобігається осьове переміщення ротора;

- чисельно встановлено та експериментально доведено, що при розцентровці роторів суднових ГТД гідравлічний вирівнювальний пристрій забезпечує роботу УПК в експлуатаційному режимі, що незначно відрізняється від статичного, завдяки чому суттєво зростає динамічна несуча здатність упорного вузла;

- показано, що використання ГВП в УПК суднових ГТД М-70 та ДО-90 замість важільного пристрою з тонким підкладним кільцем дозволяє уникнути білярезонансних режимів роботи підшипника.

Практичну цінність становлять:

- методика розрахунку ефективності роботи УПК з ГВП суднових ГТД;

- обчислювальна програма, призначена для розрахунку динамічних характеристик УПК з ГВП.

Використання розроблених математичних моделей, методики та обчислювальної програми дозволили підвищити працездатність упорних вузлів суднових ГТД при розцентровці роторів.

Основні результати дисертаційної роботи впроваджені на НВК "Зоря"-Машпроект", що підтверджено відповідним актом.

Особистий внесок здобувача. Наукові результати, висновки та рекомендації, які наведені в дисертації та виносяться на захист, одержані здобувачем під керівництвом наукового керівника. В роботах, опублікованих у співавторстві, здобувачем побудовані математичні моделі та виконані експериментальні дослідження при безпосередній участі співавторів.

Апробація результатів дисертації. Основні результати дисертаційної роботи доповідалися й обговорювалися на міжнародних науково-технічних конференціях "Кораблебудування: наука, освіта, виробництво" (м. Миколаїв, 2002 р.), 6-м міжнародному симпозіумі українських інженерів - механіків (м. Львів, 2003 р.), "Зносостійкість і надійність вузлів тертя машин" (м. Очаків, 2003 р.), "Сучасні проблеми триботехніки" (м. Миколаїв, 2005 р.), "Сучасні проблеми суднової енергетики - 2006" (м. Одеса) та науково-технічних конференціях і семінарах УДМТУ - НУК (2000-2002 рр.).

Публікації. Основні положення дисертаційної роботи опубліковані в шести статтях, деклараційному патенті та тезах доповіді на міжнародній конференції. З них три статті в міжнародних журналах, дві статті в збірниках наукових праць, одна в всеукраїнському науково-технічному журналі. Окремі результати викладено в двох науково-технічних звітах.

Структура і об'єм роботи. Дисертаційна робота складається із вступу, шести розділів, висновків, списку використаних джерел і додатків. Загальний об'єм дисертації становить 161 сторінку, зокрема основний текст - 130 сторінок, малюнків — 42, таблиць - 9, додатків на 14 сторінках; бібліографія містить 62 найменування. У додатках подано текст обчислювальної програми та документ, який підтверджує впровадження отриманих результатів.

СТРУКТУРА І ЗМІСТ РОБОТИ

У *вступі* обґрунтована актуальність проблеми, яка вперше поставлена в дисертації, сформульовані мета й основні задачі дослідження, відображені наукова новизна та практична цінність роботи, наведені основні наукові положення які виносяться на захист, відомості про апробацію, публікацію та реалізацію результатів досліджень.

У *першому розділі* проведений літературний огляд умов роботи, сучасних конструктивних схем і методів розрахунку УПК головних ГТД СЕУ. Показано, що при розцентровці роторів УПК, що використовуються в упорних вузлах сучасних суднових ГТД можуть вийти з ладу від вібраційного руйнування мастильного шару, викликаного торцевими биттями дзеркала гребеня в умовах перекосу корпусу підшипника.

Порівняльний аналіз сучасних конструктивних схем УПК з різними типами вирівнювальних пристроїв дозволив встановити, що найбільш перспективним для ГТД СЕУ є застосування УПК з ГВП, захищеного деклараційним патентом №54959А (Україна). Його використання суттєво спрощує конструкцію та зменшує масогабаритні показники упорного вузла суднового ГТД, знижує нерівномірності осьових навантажень на подушки та істотно поменшує осьове переміщення ротора.

Конструктивна схема УПК з ГВП наведена на рис.1. Його ГВП складається з кільцевої камери 3, заповненої рідиною та розташованої під ТПК 12. Під час роботи підшипника осьове навантаження, що діє впродовж осі упорного гребеня (на схемі не наведений), врівноважується силами пружності ТПК 12 і реакціями гідродинамічних тисків рідини у камері 3. При перекосі корпусу 1 ТПК 12 під точкою опори найбільш навантаженої подушки 7 прогинається більше у порівнянні з менш навантаженою подушкою внаслідок гідродинамічного ефекту перерасподілення рідини в кільцевій камері 3. Це приводить до автоматичного вирівнювання осьового навантаження по подушкам 7.

Проведено попередній аналіз працездатності УПК з ГВП при торцевих *биттях* гребеня та перекосах корпусу у припущенні, що розподіл тисків рідини у всіх точках кільцевої камери є однаковим. Він показав, що ГВП надійно захищає мастильну плівку від вібраційного руйнування та переважає важільний і пружний (ПВП) вирівнювальні пристрої у динамічній несучій здатності на 28% і 17% відповідно.

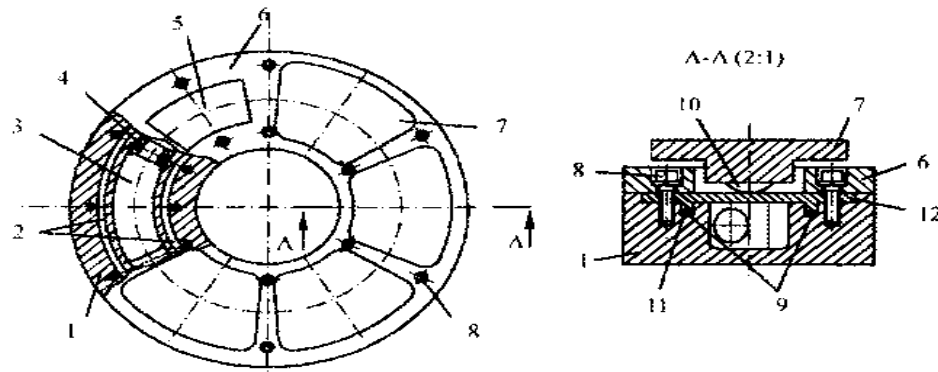


Рис.1. Конструктивна схема УПК з ГВП:

1 – корпус; 2 – кільцеві канавки; 3 – кільцева камера; 4 – ребра жорсткості; 5 – секторні отвори; 6 – сепаратор; 7 – подушка; 8 – кріпильний елемент; 9 – ущільнення; 10 – опора; 11 – кільцевий рант; 12 – тонке підкладне кільце

Таким чином було доведено, що УПК з ГВП має перспективу застосування в суднових ГТД.

На базі проведеного літературного огляду й аналізу умов роботи, сучасних конструктивних схем і методів розрахунку упорних підшипників сформульована **науково - прикладна задача**, що полягає в підвищенні працездатності упорних вузлів газотурбінних двигунів СЕУ при розцентровці роторів шляхом вдосконалення їх УПК з вирівнювальними пристроями, що забезпечують захист мастильної плівки від вібраційного руйнування.

У **другому розділі** наведено обґрунтування вибору напряму досліджень і поставлені основні їх задачі. Розроблена загальна методика дисертаційних досліджень, в основу якої покладено системний підхід. Наведено основні методи, що призначені для розв'язання поставлених задач, проведено їх порівняльний аналіз. Показано, що УПК з ГВП суднового ГТД є складною динамічною системою, поведінка якої в загальному випадку описується системою нелінійних диференціальних рівнянь. Саме цьому для вивчення процесів, що відбуваються в УПК з ГВП, необхідно використовувати математичне моделювання. Проведено аналіз методів експериментального вимірювання товщини та температурного стану мастильних плівок подушок. Показано, що викорис-

тання трансформаторних взаємоіндуктивних датчиків і хромель-копелевих термопар забезпечує задовільну точність вимірювань і не потребує складного дорогого устаткування.

Третій розділ присвячено теоретичному дослідженню процесів, що відбуваються в окремих елементах УПК з ГВП, та його поведінці в складі упорного вузла ГТД СЕУ при перекосах корпусу та розцентровці роторів.

Для теоретичного вивчення указаних процесів розв'язувались статична та динамічна задачі змащення з урахуванням конструктивних та експлуатаційних факторів, що впливають на поведінку УПК з ГВП.

Рух змазки в несучих зазорах статично навантажених подушок описано наступними рівняннями термопружної гідродинамічної теорії змащення з мікробульбашками газу малої концентрації, запропонованими в роботах М.Я. Хлопенко.

Рівняннями Рейнольдса:

$$\frac{\partial}{\partial X_i} \left(\frac{\rho_i H_i^3}{\mu_i} \frac{\partial P_{mi}}{\partial X_i} \right) + \frac{\partial}{\partial Z_i} \left(\frac{\rho_i H_i^3}{\mu_i} \frac{\partial P_{mi}}{\partial Z_i} \right) = 6U \frac{\partial(\rho_i H_i)}{\partial X_i} \quad (i = \overline{1, z_n}), \quad (1)$$

де X_i, Z_i – координати; H_i – товщина мастильної плівки; P_{mi} – манометричний тиск мастила; z_n – число подушок; U – окружна швидкість уpornого гребеня на лузі середнього радіуса подушки.

Рівняннями енергії:

$$Q_x \frac{\partial T_i}{\partial X_i} + Q_z \frac{\partial T_i}{\partial Z_i} = \frac{H_i^3}{12\mu_i \rho_i C_i} \left[\left(\frac{\partial P_{mi}}{\partial X_i} \right)^2 + \left(\frac{\partial P_{mi}}{\partial Z_i} \right)^2 \right] + \frac{\mu_i}{\rho_i C_i} \frac{U^2}{H_i} \quad (i = \overline{1, z_n}), \quad (2)$$

де

$$Q_x = \frac{UH_i}{2} - \frac{H_i^3}{12\mu_i} \frac{\partial P_{mi}}{\partial X_i}; \quad Q_z = -\frac{H_i^3}{12\mu_i} \frac{\partial P_{mi}}{\partial Z_i},$$

T_i – температура i -го шару; C_i – питома теплоємність мастила.

Рівняннями Релея-Ламба-Шлесета:

$$\left(\frac{\langle R'_{ia} \rangle}{\langle R'_i \rangle} \right)^{3\kappa} \left(P_a + \frac{2\sigma}{\langle R'_{ia} \rangle} \right) - P_a - \frac{2\sigma}{\langle R'_i \rangle} = P_{mi} \quad (i = \overline{1, z_n}), \quad (3)$$

де $\langle R'_i \rangle$ – усереднений радіус мікробульбашка; σ – коефіцієнт поверхневого натягу мастила; κ – показник політропи; a – значення величин при атмосферному тиску.

Формулами ефективної густини та в'язкості:

$$\rho_i = \rho_{1i} / (1 + \beta_i); \quad \mu_i = \mu_m \exp(-\alpha'(T_i - T_m)) / (1 + \beta_i) \quad (i = \overline{1, z_n}), \quad (4)$$

де ρ_{1i} – густина чистого мастила; β_i – об'ємна концентрація мікробульбашок; μ_m, T_m – в'язкість и температура мастила на вході в мастильний клин.

Об'ємна концентрація мікробульбашок виражається співвідношенням:

$$\beta_i = \left(\frac{P_a + \frac{2\sigma}{\langle R'_{ia} \rangle}}{P_{mi} + P_a + \frac{2\sigma}{\langle R'_i \rangle}} \right) \beta_{ia} \quad (i = \overline{1, z_n}), \quad (5)$$

Товщина мастильного шару описується залежністю:

$$H_i = H_{ci} - (X_i - X_{ic})\varphi_i - (Z_i - Z_{ic})\psi_i + \Delta_{pi} \quad (i = \overline{1, z_n}), \quad (6)$$

де φ_i, ψ_i – кути нахилу недеформованої подушки до площини дзеркала гребеня; Δ_{pi} – прогин подушки; c – значення величин, віднесених до точки опори подушки.

Формула для товщини мастильного шару H_{ci} під точкою опори i -ї подушки:

$$H_{ci} = H_{c1} f_i + w_i - w_1 \quad (i = \overline{1, z_n}), \quad (7)$$

де

$$\gamma_{pi} = \alpha_n + \beta_{pi}; \quad \beta_{pi} = 2\pi(i-1)/z_n;$$

$$f_i = 1 + \eta(\cos \alpha_n - \cos(\alpha_n + \beta_{pi})); \quad \eta = (R/D)(\Delta_k / H_{c1}); \quad \Delta_k = D \operatorname{tg} \delta_k$$

де α_n – кутова координата для першої подушки ($i=1$); R – середній радіус подушки; δ_k – кут перекосу; w_i – прогин ТПК під точкою опори i -ї подушки; D – зовнішній діаметр подушки.

Записані рівняння (1)-(3) та формули (4)-(7) використовувались М.Я. Хлопенко для розрахунку статичних характеристик УПК з ПВП.

Наявність рідини в кільцевій камері ГВП потребує урахування тисків, що діють на робочі елементи ТПК. У зв'язку з цим до виразів (1) – (7) присд-

нуються рівняння прогинів робочих елементів ТПК під точками опор подушок з урахуванням наявності рідини в кільцевій камері ГВП:

Таким чином, побудована математична модель статичних характеристик УПК з ГВП при перекосі корпусу. Результати їх розрахунку на прикладі УПК з ГВП суднового ГТД ДА-90 наведено у таблиці.

Таблиця. Статичні характеристики УПК з ГВП (чисельник) і з ПВП (знаменник) суднового ГТД ДА-90 при перекосі корпусу $\delta_k = 0,201$ мм/м

Найменування та розмірність	Статичні характеристики УПК для подушки №							
	1	2	3	4	5	6	7	8
Навантаження на подушку, кН	18,1	16,7	15,4	14,2	13,6	14,2	15,4	16,7
Прогин ТПК під точкою опори подушки, мкм	$\frac{4,9}{41,2}$	$\frac{4,1}{38,0}$	$\frac{3,5}{35,0}$	$\frac{2,9}{32,3}$	$\frac{2,4}{30,9}$	$\frac{2,9}{32,3}$	$\frac{3,5}{35,0}$	$\frac{4,1}{38,0}$
Мінімальна товщина шару, мкм	25,5	26,0	27,1	28,3	29,1	28,3	27,1	26,0
Максимальний перегрів шару, °С	29,6	28,8	27,5	26,0	24,7	26,0	27,5	28,8

Як видно з даних, що представлено в таблиці, ГВП істотно зменшує осьове переміщення ротора, що є резервом для підвищення навантажувальної здатності упорних вузлів ГТД СЕУ.

Для розв'язання динамічної задачі використовувалась конструктивна схема (рис.2, а). Як розрахункову схему, що апроксимує початкову прийнято динамічну модель лінійного осцилятора (рис.2, б). У ній кожна подушка моделюється точковою масою. Робочі елементи ТПК під точками опор подушок вважаються ідеальними пружними ланками рівної жорсткості c_s , жорстко зашнурованими по краях, а мастильні шари подушок – в'язкопружними ланками з коефіцієнтами жорсткості k_{ji} і демпфірування k_{di} ($i = \overline{1, z_n}$). Корпус підшипника має перекоі, що визначається максимальним зсувом його основи на зовнішньому діаметрі подушок. Рідина в кільцевій камері ГВП приймається як суцільне в'язке однорідне середовище. Стискальністю, температурними й інерційними ефектами цього середовища нехтуємо.

Нестационарні гідромеханічні процеси в кільцевій камері, що виникають в результаті взаємодії рідини з елементами цієї камери при регулярних торцевих биттях гребня та перекосі корпусу, вважаємо сталими. Розподіл тисків в

кожній порожнині камери між її ребрами жорсткості замінюється деяким середнім значенням. Коефіцієнт місцевих втрат всіх дросельних отворів приймається однаковим. При таких припущеннях середні тиски рідини між ребрами жорсткості є різними.

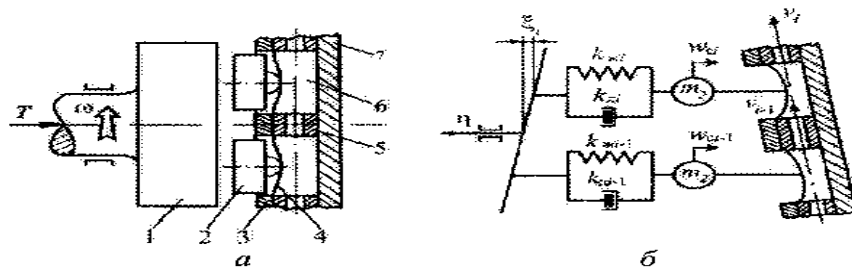


Рис.2. Принципова (а) та розрахункова (б) схеми УПК з ГВП: 1- гребінь; 2 - подушка; 3- сепаратор; 4- ТПК; 5- ребро жорсткості; 6- кільцева камера; 7- корпус

Торцеві биття гребеня під точками контакту опорних болтів подушок з робочими елементами ТПК описуються залежностями:

$$\xi_i = A_r \cos(\omega t - \gamma_i),$$

де A_r – амплітуда; ω – кутова частота обертання ротора; $\gamma_i = 2\pi(i-1)/z_n$ – початкова фаза для i -ї подушки, t – час.

Динамічні рівняння збуреного руху УПК мають вигляд:

$$m_1 \ddot{\eta} = m_2 \sum_{i=1}^{z_n} \ddot{w}_{ci} + \sum_{i=1}^{z_n} R_{di}; \quad (11)$$

$$m_2 \ddot{w}_{ci} = N_i - R_{di}, \quad (12)$$

$$N_i = -k_{di} (\dot{w}_{ci} + \dot{\eta} - \dot{\xi}_i) - k_{ji} (w_{ci} + \eta - \xi_i); \quad (13)$$

$$R_{di} = \frac{D_k}{k_1 a^2} w_{ci} + \frac{k_2}{k_1} a^2 p_i \quad (i = \overline{1, z_n}), \quad (14)$$

де m_1, m_2 – маса ротора та подушки; η – осьове переміщення ротора; w_{ci} , p_i – відповідно динамічні складові прогину робочого елемента ТПК і середнього тиску середовища в порожнині кільцевої камери під точкою опори i -ї подушки; N_i , R_{di} – відповідно нестационарні складові гідродинамічної реакції масляної плівки та реакції робочого елемента ТПК під точкою опори i -ї подушки.

Формула Вейсбаха для місцевих опорів:

$$p_i - p_{i+1} = \frac{1}{2} \rho \zeta v_i \text{abs}(v_i) \quad (i = \overline{1, z_n}), \quad (15)$$

де ρ – густина рідини; ζ – коефіцієнт місцевих втрат; v_i – середня швидкість середовища по живому перетину дросельного отвору; $p_{z_n+1} = p_1$.

Розподілення швидкостей рідини в кільцевій камері ГВП на основі закону збереження маси описуються рівняннями:

$$v_i - v_{i-1} = \frac{1}{s_{\text{отв}}} (\alpha_1 \dot{R}_{di} - \alpha_2 \dot{p}_i) \quad (i = \overline{1, z_n}), \quad (16)$$

де $s_{\text{отв}}$ – площа прохідного перетину дросельного отвору ребра жорсткості.

Таким чином, отримана система рівнянь (11) – (16) збуреного руху УІК з ГВП. Вона є нелінійною оскільки містить квадратичні члени (праві частини виразів (15)). Урахування цих членів в математичній моделі робить динамічну задачу складною для чисельного аналізу. Тому в роботі виконана гармонійна лінеаризація квадратичних членів унаслідок того, що амплітуди торцевих биттів гребеня є малими. В результаті формула (15) прийняла вигляд:

$$p_i - p_{i+1} = \frac{4}{3\pi} \rho \zeta V_i v_i \quad (i = \overline{1, z_n}), \quad (17)$$

де V_i – амплітуда вимушених коливань величини v_i .

Згідно метода комплексних амплітуд характер зміни параметрів системи при гармонійних торцевих биттях гребеня може бути заданий у наступній формі:

$$\begin{aligned} \eta &= \tilde{A}_p e^{j\omega t}, \quad w_{ci} = \tilde{W}_{ci} e^{j\omega t}, \quad \xi_i = A_{\Gamma} e^{j(\omega t - \gamma_i)}, \\ R_{di} &= \tilde{R}_{di} e^{j\omega t}, \quad p_i = \tilde{P}_i e^{j\omega t}, \quad v_i = \tilde{V}_i e^{j\omega t}, \end{aligned} \quad (18)$$

де j – уявна одиниця. Хвиляста лінія позначає комплексну амплітуду.

Підставляючи (18) у систему рівнянь (11) – (14), (16), (17) отримаємо нелінійну систему алгебраїчних рівнянь у комплексних амплітудах для визначення динамічних характеристик УІК з ГВП:

$$\begin{aligned} -m_1 \omega^2 \tilde{A}_p &= -m_2 \omega^2 \sum_{i=1}^{z_n} \tilde{W}_{ci} + \sum_{i=1}^{z_n} \tilde{R}_{di}; \\ -m_2 \omega^2 \tilde{W}_{ci} &= -k_{di} \omega (\tilde{W}_{ci} + \tilde{A}_p - \tilde{A}_{\Gamma i}) j - k_{ji} (\tilde{W}_{ci} + \tilde{A}_p - \tilde{A}_{\Gamma i}) - \tilde{R}_{di}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\tilde{R}_{di} &= \frac{D_k}{k_1 a^2} \tilde{W}_{ci} + \frac{k_2}{k_1} a^2 \tilde{P}_i; & \tilde{P}_i - \tilde{P}_{i+1} &= \frac{4}{3\pi} \rho \zeta V_i \tilde{V}_i; \\ \tilde{V}_i - \tilde{V}_{i-1} &= \frac{1}{s_{\text{отв}}} \omega (\alpha_1 \tilde{R}_{di} - \alpha_2 \tilde{P}_i) j \quad (i = \overline{1, z_n})\end{aligned}\quad (19)$$

Таким чином побудована математична модель динамічних характеристик УПК з ГВП.

За розробленою для чисельного розв'язку системи (19) програмою виконані обчислення динамічних характеристик УПК з ГВП суднового ГТД ДА-90 та побудовані їх залежності від безрозмірної площини $s = s_{\text{отв}}/s_k$ (s_k – площа поперечного перетину кільцевої камери) дросельного отвору та від амплітуди торцевого биття гребеня A_r , представлені на рис.3-4.

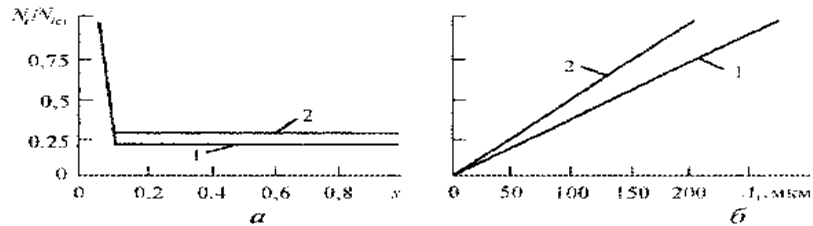


Рис.3. Залежність амплітуд безрозмірного динамічного навантаження N_i/N_{cr} найбільш (лінія 1) і найменш (лінія 2) навантажених подушок від безрозмірної площини s дросельного отвору (а) й від амплітуди торцевого биття гребеня A_r (б)

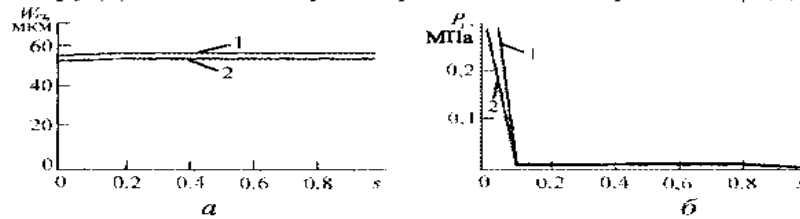


Рис.4. Залежність амплітуд переміщень W_{cr} робочих елементів ТПК (а) і нестационарних тисків рідини P_i у порожнинах кільцевої камери (б) під точками опор найбільш (лінія 1) і найменш (лінія 2) навантажених подушок від безрозмірної площини s дросельного отвору

Аналіз отриманих результатів показав, що поведінка УПК з ГВП при торцевих биттях гребеня та перекосі корпусу залишається практично незмінною у випадку установки ребер жорсткості з площиною отворів $s \geq 0.1$ у кільцеву камеру, а ГВП надійно захищає мастильну плівку від вібраційного руйнування навіть у випадку істотної розцентровки роторів.

У *четвертому розділі* викладено розрахунок на міцність і жорсткість ТПК, в процесі якого визначені геометричні розміри його робочих елементів, які забезпечують вантажопідйомність УПК, що вимагається, суднового ГТД при заданому коефіцієнті жорсткості ТПК; наведено методику вибору ущільнень, що забезпечують герметизацію рідини у кільцевій камері ГВП в експлуатаційних умовах; розроблено технологію виготовлення основних елементів УПК з ГВП. Показано, що виробництво підшипника не потребує великих економічних затрат, пов'язаних з використанням складного обладнання та висококваліфікованих спеціалістів.

У *п'ятому розділі* наведено результати експериментальних досліджень УПК з ГВП при торцевих биттях гребеня і перекосах корпусу на стенді, що сконструйовано Г.Ф. Романовським і М.Я. Хлопенко. На відміну від відомих він дозволяє регулювати перекося корпусу підшипника й імітувати умови за швидкістю та навантаженням наближені до експлуатаційних.

Фотографію експериментальної головки (гідроциліндру) цього стенду з вбудованим виготовленим дослідним разком УПК з ГВП наведено на рис. 5. Корпус 5 УПК жорстко з'єднаний з поршнем 4 гідроциліндру, який призначений для навантаження підшипника.

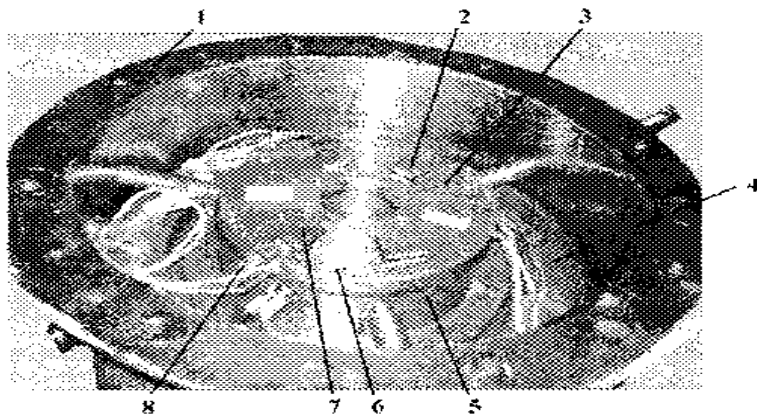


Рис.5. Фотографія дослідного зразка УПК з ГВП, вбудованого в гідроциліндр: 1-корпус гідроциліндру; 2 - подушка; 3-сепаратор; 4 - поршень; 5 - корпус УПК; 6 - кріпильний елемент; 7 - трансформаторний датчик товщини мастильного шару; 8 - термопари

Результати експериментальних досліджень характеристик УПК з ГВП (позначено хрестиками) представлено на рис.6-7. Там же наведено їх теоретичні значення (суцільні лінії).

16

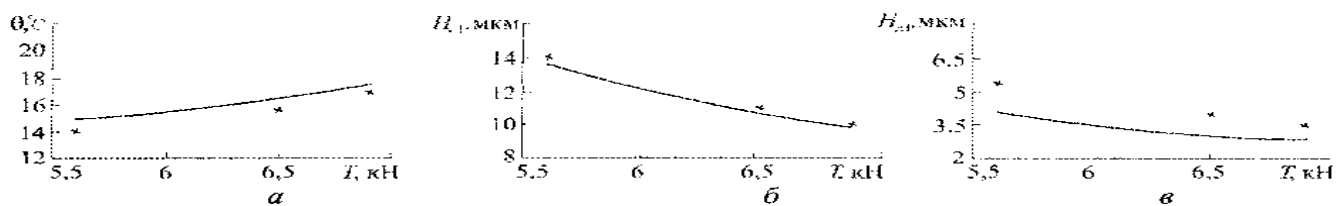


Рис.6. Залежності перегріву Θ (а), статичної H_{cl} (б) та динамічної H_{dl} (в) складових товщини мастильної плівки найбільш навантаженої подушки від статичного навантаження T на УПК

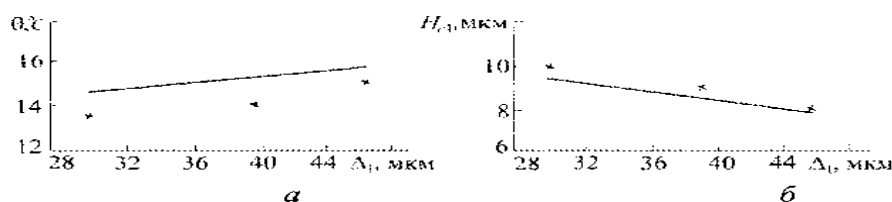


Рис.7. Залежності перегріву Θ (а) та статичної H_{cl} товщини (б) мастильної плівки найбільш навантаженої подушки від перекосу корпусу УПК $\Delta_1 = \Delta_k \cos \alpha$: α - кут, що визначається за методикою розробленою в дисертаційній роботі

С метою підтвердження переваги ГВП у порівнянні з ПВП було виконано дослідження на нерухомому підшипнику для визначення осьових переміщень його корпусу під дією різних значень статичних навантажень. При проведенні експериментів з ПВП рідина видалялась з кільцевої камери ГВП. Результати цих досліджень наведено на рис.8.

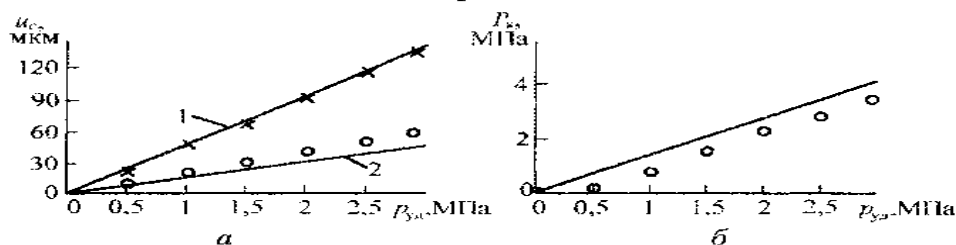


Рис.8. Залежності теоретичних (суцільні лінії) та експериментальних значень (позначено хрестиками та кружками) переміщення u_c корпусу УПК (а) та тисків рідини P_k в кільцевій камері ГВП (б) від питомого тиску на упорну подушку p_{yd} : 1 — УПК з ГВП; 2 — УПК з ПВП

В усіх експериментах розбіжності між теоретичними та експериментальними результатами знаходилися у межах похибки вимірів та не перевищу-

вали для статичних та динамічних складових товщини мастильної плівки 13% та 23% відповідно, а для її перегріву не більш 1°C .

Отримані результати експериментальних досліджень підтвердили адекватність розроблених математичних моделей.

У *шостому розділі* проведено аналіз та узагальнення одержаних у роботі математичних моделей, методик розрахунку та результатів експериментальних досліджень нового зразка УПК суднового ГТД, а також описано впровадження отриманих результатів у промисловість.

На базі виконаного аналізу й узагальнення цих результатів розраховується ефективність роботи УПК з ГВП компресора високого тиску суднового ГТД М-70 та вільної силової турбіни ДО-90.

На рис.9, *а* наведено залежності амплітуд безрозмірного динамічного навантаження $L^{\wedge}/L_r^{\wedge}$ на найбільш навантажену подушку від коефіцієнту жорсткості c_x ТПК УПК з ВВП (лінія 1) та ГВП (лінія 2) суднового ГТД М-70. Видно, що при $c_e = 6,92 \cdot 10^6$ Н/м, відбувається різке збільшення навантаження на подушки УПК з ВВП, що викликано резонансними явищами.

На рис.9, *б* подано залежності амплітуд безрозмірного динамічного навантаження $I^{\wedge}/I^{\wedge}$ від амплітуди торцевого биття гребеня для найбільш (лінія 4) і найменш (лінія 3) навантажених подушок УПК з ГВП суднового ГТД М-70 при коефіцієнті жорсткості ТПК $c_s = 6,92 \cdot 10^6$ Н/м.

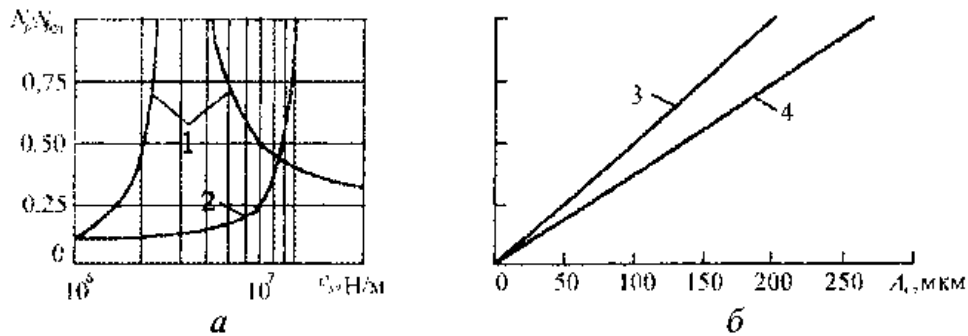


Рис.9. Залежності амплітуд безрозмірного динамічного навантаження N_l/N_{cr} від коефіцієнту жорсткості c_s ТПК (*а*) та від амплітуди торцевого биття гребеня A_r (*б*) УПК суднового ГТД М-70: 1 - УПК з ВВП; 2 - УПК з ГВП; 3 - найменш навантажена подушка; 4 - найбільш навантажена подушка

Аналогічні залежності обчислені для суднового ГТД ДО-90 наведено на рис. 10

18

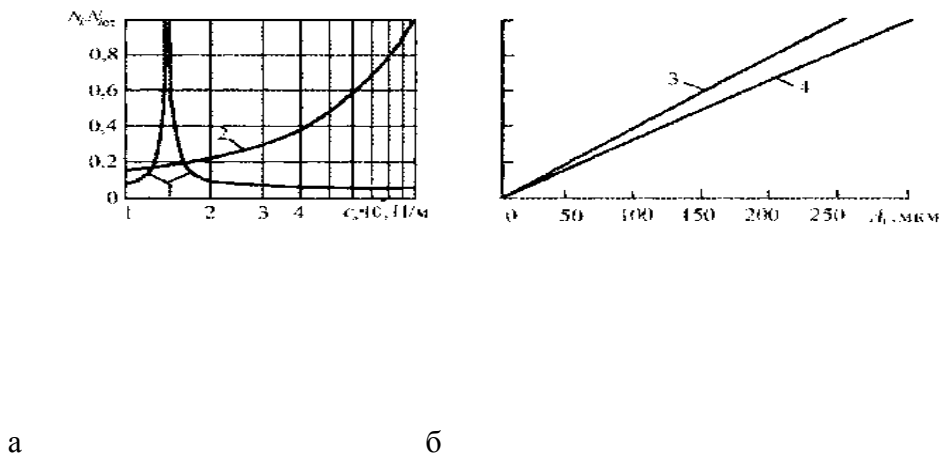


Рис. 10. Залежності амплітуд безрозмірного динамічного навантаження $I^{\wedge}/I_{cr}$ від коефіцієнту жорсткості c_x ТПК (*а*) та від амплітуди торцевого биття гребеня A_r (*б*) при $c_s = 1,45 \cdot 10^7$ Н/м УПК суднового ГТД ДО-90: 1 - УПК з ВВП; 2 - УПК з ГВП; 3 - найменш навантажена подушка; 4 - найбільш навантажена подушка

Аналіз отриманих результатів показав, що використання ГВП дозволяє запобігти резонансним явищам у роботі УПК, викликаним інерційністю ВВП, за рахунок спрощення конструкції вирівнювальної системи. Крім того ГВП надійно захищає мастильну плівку від вібраційного руйнування навіть у випадку істотної розцентровки ротора ГТД, коли амплітуда торцевого биття гребеня досягає 250 мкм.

Таким чином доведено, що використання УПК з ГВП дозволяє підвищити працездатність упорних вузлів судових ГТД.

ВИСНОВКИ

Наукова задача, якої присвячена дисертаційна робота полягає в підвищенні ефективності роботи упорних вузлів судових ГТД при перекосах корпусу та торцевих биттях гребеня, викликаних розцентрованою роторів.

1. Вперше розв'язана актуальна задача підвищення працездатності упорних вузлів судових ГТД при розцентровці роторів шляхом вдосконалення вирівнювальних пристроїв, що забезпечують захист мастильної плівки від вібраційного руйнування.

2. Вперше розроблена математична модель статичних та динамічних характеристик УПК з ГВП при перекосах корпусу та торцевих биттях гребеня, на базі яких виготовлено експериментальний зразок підшипника з гідравлічним вирівнювальним пристроєм, захищений деклараційним патентом на винахід.

3. Проведено чисельний аналіз статичної та динамічної поведінки УПК з ГВП у складі упорних вузлів судових ГТД при перекосах корпусу та торцевих биттях дзеркала гребеня. Показано, що ГВП забезпечує надійну роботу цих вузлів при перекосах корпусу підшипника, обумовлених у технічній документації по експлуатації судових ГТД, та при граничних значеннях торцевих биттів дзеркала гребеня (біля 250 мкм), набагато перевищуючих нормативні значення (біля 70 мкм).

4. Чисельно визначено, що використання ГВП у УПК судових ГТД замість важільного пристрою дозволяє практично запобігти осьовому переміщенню роторів та забезпечити підвищення динамічної несучої здатності упорного вузла приблизно на 25%.

5. Виконанні експериментальні дослідження показали, що математичні моделі статичних і динамічних характеристик підшипника адекватно описують робочі процеси, що протікають у ньому, при торцевих биттях дзеркала гребеня та перекосах корпусу; розбіжності між теоретичними та експериментальними результатами знаходяться у межах похибки вимірів та не перевищують для статичних та динамічних складових товщини мастильної плівки 13% та 23% відповідно, а для її перегріву не більш 1 °С.

6. Встановлено, що використання ГВП в УПК судових ГТД М-70 та ДО-90 замість важільного пристрою з ТПК дозволяє запобігти білярезонанс-них режимів роботи, при яких динамічні навантаження на подушки підшипника досягають 75% від статичного зусилля, а максимальна температура мастила-160 °С.

7. Результати проведених досліджень УПК з ГВП впроваджені на ДП НВК "Зоря" - "Машпроект" і використовуються при проектуванні, монтажі та доведенні упорних вузлів судових ГТД.

ПУБЛІКАЦІЇ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Романовский Г.Ф., Хлопенко Н.Я., Билук И.С. Расчет статических характеристик упорного подшипника скольжения с гидравлическим выравнивающим устройством при перекосе корпуса // Проблемы трибологии (Problems of Tribology).- 2003.- № 2.- С.46-52.

2. Романовський Г., Хлопенко М., Білюк І. Динаміка упорного підшипника ковзання з гідравлічним вирівнювальним пристроєм при торцевих биттях дзеркала гребеня // Машинознавство. 2003. № 5 - С.27-29.

3. Хлопенко Н.Я., Билук И.С. Об эффективности гидравлического выравнивающего устройства упорного подшипника скольжения судового газотурбинного двигателя. // Проблемы трибологии (Problems of Tribology).- 2005. -№ 3 - С.34-40.

4. Билук И. С. Расчет на прочность тонкого подкладного кольца упорного подшипника скольжения судового газотурбинного двигателя. 36. наукових праць НУК - Миколаїв: НУК, 2006.- №3 (408) - С. 135-140.

5. Билук И. С. Экспериментальное подтверждение эффективности гидравлического выравнивающего устройства упорного подшипника скольжения судового ГТД // СЕУ: научно - техн. сб. Вып. 15 - Одесса: ОНМА, 2006. -С.51-54.

6. Романовский Г.Ф., Хлопенко Н.Я., Билук И.С. Экспериментальные исследования упорного подшипника скольжения с гидравлическим выравнивающим устройством // Проблемы трибологии. (Problems of Tribology)- №4, 2006, с.56-68.

7. Деклараційний патент № 54959 А Україна, F 16C17/06 Упорний підшипник ковзання / Романовський Г.Ф., Хлопенко М.Я., Білюк І.С. -Опубл. 17.03.2003; Бюл. № 3.

8.Билук И.С. "Сравнительный анализ работоспособности выравнивающих устройств УПС судовых турбомашин" // Тез. доп. конф. "Сучасні проблеми триботехніки" - Миколаїв, 2005. - С.53.

Авторська участь у роботах, опублікованих спільно, полягає в наступному: в [1], [2], [3], - розроблено математичні моделі статичних і динамічних характеристик УПК з ГВП спільно з співавторами; [6]- виготовлення дослідного зразка УПК з ГВП і трансформаторного датчика для вимірювання товщини мастильного шару за консультаціями співавторів, розробка методики експериментальних досліджень та проведення вимірювань і розрахунків характеристик УПК з ГВП спільно з співавторами; [7] - виконані робочі креслення і запропоновані контактні ущільнення для виготовлення дослідного зразка, запропонованого співавторами.

АНОТАЦІЯ

Білюк І.С. Підвищення працездатності упорних вузлів судових газотурбінних двигунів при розцентровці роторів. - Рукопис.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.08.05 - "Суднові енергетичні установки". Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, Миколаїв, 2007.

Дисертація присвячена розв'язанню актуальної задачі підвищення ефективності роботи упорних вузлів газотурбінних двигунів (ГТД) судових енергетичних установок (СБУ) при розцентровці роторів шляхом вдосконалення їх упорних підшипників ковзання (УПК) з вирівнювальними пристроями, що забезпечують захист мастильної плівки від вібраційного руйнування.

Розроблено математичні моделі статичних та динамічних характеристик УПК з гідравлічним вирівнювальним пристроєм (ГВП) при перекосах корпусу и торцевих биттях дзеркала гребеня, на базі яких виготовлено та відпрацьовано ГВП, захищений деклараційним патентом на винахід. Адекватність розроблених математичних моделей підтверджено експериментальними дослідженнями. Доведено, що використання ГВП у УПК судових ГТД дозволяє істотно підвищити працездатність упорних вузлів.

Ключові слова: суднові енергетичні установки, упорний підшипник ковзання, упорний вузол, мастильна плівка, гідравлічний вирівнювальний пристрій.

АННОТАЦИЯ

Билук И.С. Повышение работоспособности упорных узлов судовых газотурбинных двигателей при расцентровке роторов. - Рукопись.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.08.05 - "Судовые энергетические установки". Национальный университет кораблестроения имени адмирала Макарова, Николаев, 2007.

Диссертация посвящена решению актуальной задачи повышения эффективности работы упорных узлов газотурбинных двигателей (ГТД) судовых энергетических установок (СЭУ) при расцентровке роторов путем совершенствования их упорных подшипников скольжения (УПС) с выравнивающими устройствами, обеспечивающими защиту масляной пленки от вибрационного разрушения.

Показано, что УПС современных судовых ГТД нуждаются в модернизации, направленной на повышение их работоспособности при расцентровке роторов.

Впервые разработаны математические модели статических и динамических характеристик УПС с гидравлическим выравнивающим устройством (ГВУ) при перекосах корпуса и торцовых биениях зеркала гребня, на базе которых изготовлено и отработано ГВУ, защищенное декларационным патентом на изобретение. Теоретические исследования статических характеристик УПС с ГВУ при перекосе корпуса выполнены на базе термоупругогидродинамической теории смазки с микропузырьками газа с учетом прогибов тонкого подкладного кольца (ТПК) и равномерного распределения давлений жидкости в кольцевой камере ГВУ. При разработке математической модели динамических характеристик УПС с ГВУ при торцовых биениях гребня и перекосе корпуса применялась модель линейного осциллятора, в которой использовались возмущенные уравнения поступательного движения гребня и подушек и динамические характеристики масляной пленки - коэффициенты эффективной жесткости и демпфирования. Распределение давлений и скоростей в кольцевой камере ГВУ с учетом дросселирования потоков жидкости в отверстиях ее ребер жесткости определялись по формуле Вейсбаха для местных сопротивлений и закону сохранения массы.

Изготовлен опытный образец УПС с ГВУ и выполнены теоретические и экспериментальные исследования его вынужденных колебаний при торцовых биениях зеркала гребня, перекосах корпуса, нагрузках и скоростях, приближенных к эксплуатационным. На базе этих исследований подтверждены адекватности разработанных математических моделей.

Проведен расчет на прочность и жесткость ТПК, выбраны уплотнения УПС с ГВУ и разработана технология изготовления его основных элементов.

На основе теоретических и экспериментальных исследований разработана методика расчета эффективности работы УПС с ГВУ, с использованием которой проведена оценка работоспособности упорных подшипников судовых

ГТД М-70 и ДО-90. Установлено, что использование ГВУ в УПС судовых ГТД позволяет практически предотвратить осевое перемещение роторов и обеспечить повышение динамической несущей способности упорных узлов приблизительно на 25%.

Результаты проведенных исследований УПС с ГВУ внедрены на предприятии НПК "Зоря" - "Машпроект" и используются при проектировании, монтаже и доводке упорных узлов судовых ГТД.

Ключевые слова: судовые энергетические установки, упорный подшипник скольжения, упорный узел, масляная пленка, гидравлическое выравнивающее устройство.

SUMMARY

Bilyuk I.S. Increasing the efficiency of thrust groups of ship gas turbine under discentering of rotors. - Manuscript.

The dissertation for the scientific degree of the candidate of technical sciences on specialty 05.08.05 - "marine power plants". National University of Shipbuilding named after admiral Makarov, Mykolaiv, 2007.

The dissertation is devoted to the solving of an actual problem of increasing the efficiency of thrust groups of ship gas turbine of marine power plants under discentering of rotors by the improvement of their thrust bearings of sliding with alignment devices, which insure the protection of oil film from vibratory destruction.

The mathematical models of static and dynamic characteristics of thrust bearing of sliding with hydraulic alignment device under body warp and butt-end beatings of hackle are worked out, and provide the base for producing and working through the hydraulic alignment device, protected by the declaration patent for invention. The adequacy of worked out mathematical models is proved by experimental research. It is proved that using hydraulic alignment device in thrust bearing of sliding of ship gas turbine allows increasing the efficiency of thrust groups.

Key words: marine power plants, thrust bearing of sliding, thrust group, oil film, hydraulic alignment device.