

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
УКРАЇНСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ МОРСЬКИЙ
ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
імені адмірала Макарова**

МЕЛЬНИК ОЛЕКСАНДР ВІКТОРОВИЧ

УДК 629.5.03:621.822.2

**ПІДВИЩЕННЯ НЕСУЧОЇ ЗДАТНОСТІ
ГІДРОДИНАМІЧНОГО УПОРНОГО ПІДШИПНИКА З
ПЛАВАЮЧИМ ДИСКОМ СУДНОВИХ ТУРБОМАШИН**

Спеціальність 05.08.05 - суднові енергетичні установки

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

Миколаїв – 2003

Дисертацією є рукопис

Робота виконана в Українському державному морському технічному університеті (УДМТУ) імені адмірала Макарова Міністерства освіти і науки України

Науковий керівник - доктор технічних наук, професор, заслужений діяч науки і техніки України Романовський Георгій Федорович, Український державний морський технічний університет імені адмірала Макарова, ректор, завідувач кафедри турбін

Офіційні опоненти:

- д-р техн. наук, професор, заслужений діяч науки і техніки України Сніговський Федір Павлович, Херсонський державний університет, професор кафедри професійного навчання;

- канд. техн. наук, доцент Кіпрєєв Юрій Миколайович, Український державний морський технічний університет імені адмірала Макарова, завідувач кафедри динаміки та міцності суднових машин

Провідна установа - Одеська національна морська академія Міністерства освіти і науки України

Захист відбудеться « 2 » липня 2003 р. об 10 00 годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 38.060.01 Українського державного морського технічного університету імені адмірала Макарова за адресою: 54025, м. Миколаїв, пр. Героїв Сталінграду, 9

З дисертацією можна ознайомитись у бібліотеці Українського державного морського технічного університету імені адмірала Макарова за адресою: 54025, м. Миколаїв, пр. Героїв Сталінграду, 9

Автореферат розісланий « 28 » травня 2003 р.

Вчений секретар спеціалізованої ради
д-р техн. наук, професор

С.С. Рижков

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Зростання потужностей суднових газотурбінних двигунів (ГТД), нерозривно пов'язане зі збільшенням їхньої надійності та економічності, зменшенням масогабаритних показників, висуває підвищені вимоги до проектування упорних вузлів тертя. Останнім часом спостерігається тенденція до підвищення швидкостей обертання роторів та осьових навантажень на їхні упорні підшипники ковзання (УІЖ). Раніше в упорних вузлах суднових ГТД застосовувалися підшипники кочення. Виявилось, що ці опори повністю не забезпечують працездатність вузлів тертя протягом ресурсів експлуатації двигунів. Аналіз умов роботи роторів суднових турбін показав, що вони зазнають впливу значних осьових зусиль, при яких упорні підшипники кочення втрачають свою довговічність.

УПК різних модифікацій, що застосовуються в даний час, дозволили трохи підвищити питомі навантаження на робочі поверхні тертя. Однак працездатність таких вузлів залишається незадовільною внаслідок вібраційного руйнування мастильного шару в несучих зазорах підшипника. Крім того, упорні вузли тертя сучасних суднових турбомашин мають ряд недоліків, основними з яких є невисока надійність конструкції і підвищені рівні вібрації. Розцентрування роторів та істотні осьові навантаження, що виникають у процесі експлуатації ГТД, призводять до значного зростання амплітуд торцевих биттів упорного гребеня УПК, унаслідок чого руйнуються мастильні шари в несучих зазорах робочих поверхонь тертя. Це призводить до порушення стабільності роботи упорних вузлів, а в ряді випадків навіть до виходу їх із ладу.

Таким чином, сучасні УПК потребують модернізації, направленої на підвищення їхньої динамічної несучої здатності.

Упорні підшипники з плаваючим диском (ПД) дозволяють розв'язати ці проблеми шляхом нового конструктивного рішення. Тому особливий інтерес представляє дослідження несучої здатності і динамічних характеристик УПК з ПД, який забезпечує найбільш економічний ламінарний режим гідродинамічного змащення.

Гідродинамічні УПК з ПД мають істотні переваги перед звичайними підшипниками ковзання завдяки низькій вартості та порівняно невеликій втраті потужності на тертя. Однак, як свідчать експериментальні дослідження, плаваючий диск такої опори часто контактує з поверхнями тертя гребеня і дзеркала корпусу внаслідок руйнування мастильної плівки під дією знакозмінних навантажень, викликаних торцевим биттям дзеркала упорного гребеня і перекосом корпусу.

У літературі відсутні дані про дослідження змушених коливань ПД на мастильній плівці підшипника. Не розроблена математична модель, яка описує з достатньою точністю динамічні процеси, що відбуваються у мастильній плівці. Усе це свідчить про те, що дослідження, присвячені

динаміці УПК з ПД з метою підвищення їхньої несучої здатності, є актуальними.

Необхідність забезпечення стабільної працездатності і підвищення несучої здатності упорних вузлів, відсутність досліджень динамічних процесів у мастильній плівці несучих зазорів поверхонь тертя гідродинамічного УПК з ПД потребують розв'язання важливої для суднової енергетики **наукової задачі**, що полягає в розробці математичної моделі змушених коливань ПД на мастильній плівці та визначенні основних причин нестабільної роботи цієї опори; проектуванні, виготовленні та відпрацюванні УПК з ПД із пружним кільцем, який дозволяє забезпечити стійкість гідродинамічного режиму тертя, підвищити несучу здатність, надійність та економічність упорних вузлів роторів судових турбомашин.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Тематика дисертаційної роботи пов'язана з галузевими планами машинобудівних підприємств України, спрямованими на підвищення надійності, довговічності й економічності упорних вузлів тертя, а також зниження їхньої матеріалоемності та втрат потужності на тертя. У роботі використовуються матеріали звіту з держбюджетної теми № 1361 «Исследование устойчивости движения гидродинамического подпятника с плавающим диском», № ГР-01004003110, що входить до плану УДМТУ на виконання НДР згідно з переліком Міністерства освіти і науки України «Основні напрямки фундаментальних досліджень на 1999-2001 рр.» та є базовою для підготовки дисертації. Дослідження виконувалися також згідно з договором про науково-технічне співробітництво між УДМТУ і НВП «Машпроект» за темою «Расчет, проектирование, изготовление и отработка подшипника скольжения с плавающим диском с упругим кольцом». Автор безпосередньо брав участь у проведенні НДР на посаді молодшого наукового співробітника.

Мета і задачі дослідження. Мета дисертаційної роботи полягала в розробці математичної моделі змушених коливань ПД на мастильній плівці УПК з ПД із пружним кільцем і створенні на цій основі розрахункових методик, призначених для проектування стійкого до впливу торцевих биттів гребеня і перекосів корпусу упорного вузла підвищеної несучої здатності роторів судових ГТД, який захищено деклараційним патентом на винахід № 33207А (Україна).

Поставлено наступні задачі дослідження:

1. Розробити математичну модель змушених коливань жорсткого ПД на мастильній плівці УПК.
2. Виконати теоретичні дослідження змушених коливань жорсткого ПД і визначити причини руйнування мастильного шару в несучих зазорах підшипника.
3. Спроектувати гідродинамічний УПК з ПД із пружним кільцем, який забезпечить підвищення несучої здатності упорних вузлів роторів судових турбомашин.

4. Розробити математичну модель змушених коливань ПД на мастильній плівці сконструйованого підшипника.

5. Виконати теоретичні та експериментальні дослідження змушених коливань УПК з ПД із пружним кільцем при торцевих биттях дзеркала гребеня і перекосі корпусу підшипника. На базі цих досліджень підтвердити адекватність розробленої математичної моделі.

6. Розробити методики розрахунку жорсткості пружного кільця, навантажувальної здатності та втрат потужності на тертя УПК з ПД із пружним кільцем, а також технологію виготовлення його основних елементів.

7. Упровадити результати дисертаційної роботи у промисловість. **Об'єктом дослідження** в роботі є упорний вузол тертя суднової високообертової турбомашини, який зазнає знакозмінного кінематичного впливу, викликаного регулярним торцевим биттям дзеркала гребеня при розцентруванні ротора.

Предмет дослідження — УПК з ПД упорного вузла тертя суднової високообертової турбомашини, в якому нове конструктивне виконання ПД забезпечує істотне підвищення несучої здатності упорного вузла тертя при змушених коливаннях, викликаних регулярним торцевим биттям дзеркала гребеня при розцентруванні ротора.

Методи дослідження. Теоретичні дослідження змушених коливань УПК з ПД при регулярних торцевих биттях дзеркала гребеня виконано на базі відомих рівнянь Лагранжа другого роду. Сферичний рух ПД на мастильній плівці описано динамічними рівняннями Ейлера з використанням корабельних кутів О.М. Крилова. В'язкопружні характеристики мастильної плівки - коефіцієнти ефективної жорсткості та демпфірування - розраховувалися за методом, запропонованим М.Я. Хлопенко.

Система динамічних рівнянь сферичного руху ПД на мастильній плівці розв'язувалась чисельно на персональному комп'ютері за програмою, розробленою мовою ФОРТРАН. Несуча здатність УПК з ПД оцінювалась за результатами чисельного аналізу динамічних навантажень на робочі поверхні тертя ПД.

Експериментальні дослідження, призначені для перевірки адекватності розроблених математичних моделей і методик, виконано на сконструйованому і виготовленому дослідному зразку УПК з ПД, який захищено деклараційним патентом на винахід.

Адекватність розроблених у дисертаційній роботі математичних моделей і методик оцінювалась за результатами тривалих безперервних вимірювань нестационарних товщин мастильних плівок несучих поверхонь тертя ПД. Розроблено технологію виготовлення основних елементів УПК з ПД на верстатах із ЧПК.

Наукова новизна отриманих результатів полягає у наступному:

- вперше розроблена математична модель змушених коливань ПД на мастильній плівці підшипника, на підставі якої спроектовано і відпрацьовано гідродинамічний УПК з ПД із пружним кільцем, захищений

деклараційним патентом на винахід; запропоноване технічне рішення дозволяє забезпечити стійкість гідродинамічного режиму тертя і значно підвищити несучу здатність упорного вузла;

- теоретично доказано, що при малих амплітудах торцевих биттів гребеня і перекосах корпусу, які не призводять до руйнування мастильного шару, плаваючий диск здійснює стійкий сферичний рух навколо нерухомого центра мас, який являє собою псевдорегулярну прецесію;

- чисельно встановлено, що впливом інерції плаваючого диска на зміну динамічних навантажень на робочі поверхні тертя при торцевих биттях гребеня і перекосі корпусу можна знехтувати;

- теоретично обґрунтовано та експериментально підтверджено, що стійкість гідродинамічного режиму тертя і підвищення несучої здатності сконструйованого підшипника при перекосі корпусу і торцевому битті гребеня досягається за рахунок раціонального вибору осьової жорсткості пружного кільця; наявність такого кільця забезпечує істотне зниження нерівномірності навантаження несучих робочих поверхонь тертя ПД і захист мастильної плівки підшипника від вібраційного руйнування, що викликається торцевим биттям дзеркала гребеня при перекосах корпусу;

- встановлено, що при заданій кутовій швидкості обертання гребеня і коефіцієнті жорсткості пружного кільця, значення якого на порядок менше динамічної жорсткості мастильної плівки, ПД із пружним кільцем плаває у певному стійкому положенні, дуже близькому до статичного стану рівноваги, та обертається зі швидкістю, яка дорівнює приблизно половині швидкості обертання гребеня.

Практичне значення отриманих результатів полягає в розробці математичної моделі змущених коливань ПД на мастильній плівці підшипника при торцевих биттях гребеня і перекосі корпусу та створенні на цій основі УПК з ПД підвищеної несучої здатності. Використання розроблених методик дозволило забезпечити працездатність, підвищити надійність і довговічність, а також суттєво знизити втрати потужності на тертя упорних вузлів роторів суднових ГТД.

Основні результати роботи впроваджені на наступних підприємствах і організаціях: ДП НВКГ «Зоря - Мапшпроект» (м. Миколаїв), ІПТ НАН України (м. Миколаїв), УДМТУ ім. адмірала Макарова (м. Миколаїв), НТП «Тренажерний центр» (м. Севастополь), СВМІ ім. П.С. Нахімова (м. Севастополь) та використовуються при проектуванні упорних вузлів тертя суднових турбомашин, приводів технологічних вузлів електрогідравлічних установок, тренажерів корабельних і суднових енергетичних установок, а також у навчальному процесі. Упровадження результатів досліджень підтверджене відповідними актами.

Отримані в дисертаційній роботі результати можуть бути впроваджені у практику проектування та доведення упорних вузлів роторів інших технічних пристроїв.

Особистий внесок здобувача. Зазначені в опублікованих у співавторстві роботах математичні моделі, нове технічне рішення, яке захищене деклараційним патентом на винахід, і методика експериментального дослідження УПК з ПД із пружним кільцем розроблені спільно. Розрахункові схеми та методики, розрахунки експлуатаційних характеристик УПК з ПД, експерименти, аналіз одержаних результатів розроблено і виконано особисто здобувачем. Постановка задач досліджень, проведених у роботі, належить науковому керівнику. Особистий внесок здобувача також підтверджує самостійна стаття.

Апробація результатів дисертації. Основні результати дисертації доповідалися та обговорювалися на міжнародній конференції «Зносостійкість і надійність вузлів тертя машин (ЗНМ-2000)» (м. Хмельницький, 2000 р.); на конференціях професорсько-викладацького складу УДМТУ (м. Миколаїв, 2000-2002 рр.)

Публікації. За результатами дисертаційної роботи опубліковано дві статті в міжнародному науковому журналі «Проблеми трибології (Problems of Tribology)», дві статті у збірнику наукових праць УДМТУ імені адмірала Макарова, тези доповіді на Міжнародній науково-технічній конференції «Зносостійкість і надійність вузлів тертя машин (ЗНМ-2000)», отримано два деклараційних патенти на винаходи.

Структура та обсяг роботи. Дисертаційна робота складається зі вступу, чотирьох розділів, висновків, списку використаних джерел і додатків. Загальний обсяг дисертації 137 сторінок, у тому числі основного тексту 105 сторінок, рисунків - 25, таблиць - 4, додатки на 17 сторінках; бібліографія містить 111 найменувань. У додатках подані документи, що підтверджують впровадження результатів досліджень у промисловість, текст обчислювальної програми мовою ФОРТРАН, а також необхідні для розрахунків таблиці та діаграми.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі обґрунтована актуальність теми дисертації, визначені мета і задачі роботи, сформульовані об'єкт і предмет дослідження, обрані методи досліджень, показані наукова новизна і практичне значення отриманих результатів, подані загальна характеристика і короткий зміст роботи.

Перший розділ присвячений аналізу основних напрямків удосконалювання упорних підшипників ковзання суднових турбомашин. У ньому наведено огляд існуючих конструктивних схем упорних вузлів тертя і розглянуто основні причини порушення їхньої працездатності. Проаналізовано вплив різних експлуатаційних факторів на несучу здатність опор, а також заходи, спрямовані на її підвищення. Показана доцільність застосування гідродинамічних упорних підшипників ковзання з плаваючим диском. Проведено аналіз сучасного становища досліджень працездатності упорних підшипників ковзання. Показано, що особливий

інтерес представляють дослідження несучої здатності і динамічних характеристик УПК з ПД, що працює в режимі гідродинамічного змащення. Він має невеликі осьові габарити і простий у виготовленні. Однак, як свідчать експериментальні дослідження, плаваючий диск такого підшипника найчастіше контактує з робочими поверхнями упорного гребеня і корпусу внаслідок вібраційного руйнування мастильного шару, яке викликається торцевим биттям гребеня. Ці недоліки усунуті в запропонованій конструкції гідродинамічного упорного підшипника з ПД із пружним кільцем, який захищено деклараційним патентом на винахід.

Рідинний режим змащення є найбільш економічним і безпечним, тому найважливішою задачею при проектуванні УПК з ПД є забезпечення такого режиму. Зусиллями вчених різних країн світу отримані методи розрахунку і проектування упорних вузлів тертя, а також забезпечено рідинний режим для багатьох типів опор з урахуванням особливостей їхньої роботи в умовах експлуатації. У розділі проведено аналіз деяких з них.

Специфіка конструкції УПК з ПД, експлуатаційні характеристики сучасних високообертових ГТД, що значно впливають на працездатність вузлів тертя, спричиняють появу нових факторів, які не враховувалися у розроблених раніше теоріях.

На підставі матеріалів, викладених у розділі, літературного огляду та аналізу існуючих методів розрахунку упорних вузлів тертя, поставлено основні задачі досліджень.

Другий розділ присвячений теоретичному дослідженню змушених коливань жорсткого плаваючого диска на мастильній плівці упорного гідродинамічного підшипника при торцевому битті дзеркала гребеня і перекосі корпусу. Для цього розроблена математична модель УПК з ПД, розрахункова схема якої показана на рисі. З обох боків диска розташовані ідеальні в'язкопружні ланки, які моделюють мастильні шари скошених поверхонь тертя. На схемі зображено по одній ланці з кожного боку диска. Припускається, що в положенні статичної рівноваги центр жорсткості в'язкопружних ланок збігається з центром мас диска.

Гребень має два степені вільності. Він обертається зі сталою кутовою швидкістю ω навколо нерухомої осі Z інерціальної системи координат $OXYZ$ та може переміщатися уздовж цієї осі. До вала гребеня прикладене стале статичне навантаження та додаткове динамічне зусилля $Q(t)$, яке діє уздовж осі обертання. Його поступальний рух цілком визначається лінійним параметром p , що відлічується від положення статичної рівноваги. Робоча площа дзеркала гребеня здійснює торцеве биття відносно обертового диска, яке характеризується сталим кутом нахилу цієї площини до осі Z . Кутова частота цього биття дорівнює частоті обертання гребеня відносно диска.

Торцеве биття дзеркальної поверхні корпусу відносно диска визначається сталим кутом її нахилу до осі Z , тобто перекосом корпусу підшипника.

Плаваючий диск має чотири степені вільності. Він здійснює прецесію навколо та може перемішуватися уздовж нерухокої осі Z , а також повертатися навколо осей X та Y інерціальної системи відліку. У стані статичної рівноваги кутова швидкість прецесії диска дорівнює ω_1 .

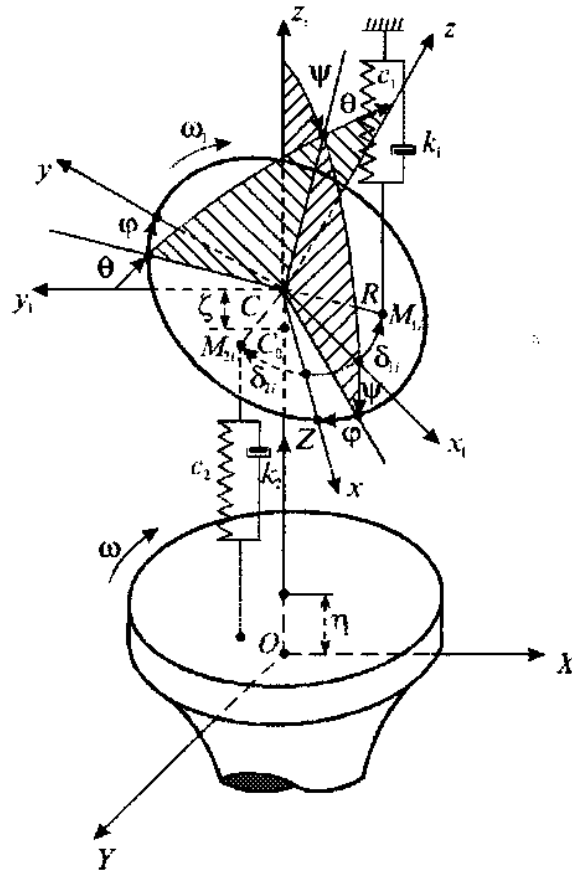


Рис.1. Розрахункова схема підшипника з ПД

Система координат $Cxyz$ жорстко зв'язана з плаваючим диском. Її осі x, y, z є головними центральними осями інерції диска, а початок C збігається з центром мас.

Система координат $Cx_1y_1z_1$ обертається зі сталою кутовою швидкістю ω_1 навколо осі Z у напрямі обертання диска та може поступально переміщуватися спільно з центром мас C відносно інерціальної системи $OXYZ$ уздовж осі обертання.

Положення плаваючого диска відносно обертової системи координат $Cx_1y_1z_1$ однозначно визначається трьома корабельними кутами θ, ψ і ϕ О.М. Крилова, а положення центра мас – узагальненою координатою ζ . У положенні статичної рівноваги, коли центр мас диска знаходиться в точці C_0 , а осі x_1, y_1, z_1 збігаються з осями x, y та z , ці параметри дорівнюють нулю.

Положення центра жорсткості i -ї в'язкопружної ланки, який збігається з центром стаціонарних тисків M_{si} несучого мастильного шару, розташованого з одного боку диска, визначається радіусом R і кутовою координатою:

$$\delta_{si} = \alpha_s + \gamma_i \quad (i = \overline{1, n}, s = \overline{1, 2});$$

$$\gamma_i = \frac{2\pi(i-1)}{n},$$

де α_s – кутова координата для першої несучої поверхні тертя; i, s – порядковий номер в'язкопружної ланки і робочого торця диска; n – парне число несучих поверхонь тертя з одного боку диска.

Індекс $s=1$ відноситься до в'язкопружної ланки, поверненої до дзеркала корпусу, а індекс $s = 2$ – до гребеня. Додатні напрями кутових координат δ_{si} відповідають напрямі обертання корпусу і гребеня відносно обертової системи координат $Cx_1y_1z_1$. Для i -ї несучої поверхні тертя їх показано на рисунку стрілками.

Торцеві биття дзеркала корпусу і гребеня відносно диска описуються гармонічними функціями часу. Частоти цих функцій дорівнюють частотам обертання дзеркала корпусу і гребеня відносно диска. Коефіцієнти жорсткості та демпфірування в'язкопружних ланок обчислювались за методом М.Я. Хлопенка. Для опису сферичного руху ПД на мастильній плівці підшипника використані динамічні рівняння Ейлера та корабельні кути О.М. Крилова.

На основі диференціальних рівнянь механічної системи в узагальнених координатах (рівнянь Лагранжа другого роду) отримано лінеаризовані динамічні рівняння УПК з ПД

$$\begin{aligned}
& J_x \ddot{\theta} + \frac{1}{2} n R^2 k \dot{\theta} + \left(\frac{1}{2} n R^2 c - J_y \omega_1^2 \right) \theta - \omega_1 (J_x + J_y) \dot{\psi} = \\
& = \frac{1}{2} n R A_1 [c_1 \sin(\omega_1 t + \beta) + k_1 \omega_1 \cos(\omega_1 t + \beta)] + \\
& + \frac{1}{2} n R A_2 [c_2 \sin \omega_2 t + k_2 \omega_2 \cos \omega_2 t]; \quad (1)
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& J_y \ddot{\psi} + \frac{1}{2} n R^2 k \dot{\psi} + \left(\frac{1}{2} n R^2 c - J_x \omega_1^2 \right) \psi + \omega_1 (J_x + J_y) \dot{\theta} = \\
& = \frac{1}{2} n R A_1 [c_1 \cos(\omega_1 t + \beta) - k_1 \omega_1 \sin(\omega_1 t + \beta)] + \\
& + \frac{1}{2} n R A_2 [k_2 \omega_2 \sin \omega_2 t - c_2 \cos \omega_2 t]; \quad (2)
\end{aligned}$$

$$J_z \ddot{\phi} = 0; \quad (3)$$

$$m \ddot{\xi} + k n \dot{\xi} + c n \xi = k_2 n \dot{\eta} + c_2 n \eta; \quad (4)$$

$$M \ddot{\eta} + k_2 n \dot{\eta} + c_2 n \eta = k_2 n \dot{\xi} + c_2 n \xi + Q(t), \quad (5)$$

де $c = c_1 + c_2$; $k = k_1 + k_2$; c_1, k_1 – коефіцієнти жорсткості та демпфірування окремо взятого z -го робочого торця ПД; A_1, A_2 – амплітуди торцевого биття дзеркал корпусу й упорного гребеня відносно диска на радіусі R ; β – двогранний кут між площинами, що проходять через вісь обертання вала і лінії найбільшого нахилу дзеркальних площин корпусу і гребеня до координатної площини OXY (кут зсуву фаз між A_1 і A_2); J_x, J_y, J_z – моменти інерції диска відносно координатних осей x, y, z ; m, M – маси диска і вала з насадженням на нього гребенем відповідно; ω_2 – кутова швидкість гребеня відносно оберткової системи координат $Sx_1y_1z_1$; $\omega_2 = \omega - \omega_1$.

Рівняння (1) – (3) цієї системи описують сферичний рух диска навколо центра мас, а рівняння (4), (5) – поступальний рух диска разом із центром мас і гребеня. Проведено загальний аналіз рівнянь, який показав, що сферичний рух

диска не пов'язаний з його поступальним рухом разом із центром мас. Крім того, розв'язання рівняння (4) разом із (5) не залежить від биття, а залежить від зовнішнього динамічного зусилля $Q(t)$. Тому диск завжди стійкий за осьовим ступенем вільності і будь-яке мале збурення рівноважного положення центра мас C_0 буде згасати з часом. Якщо змущувальне зусилля $Q(t) = 0$, то при заданих нульових початкових умовах $\zeta_0 = \eta_0 = 0$, $\dot{\zeta}_0 = \dot{\eta}_0 = 0$, система рівнянь (4) і (5) має нульовий розв'язок $\zeta = 0$ і $\eta = 0$, а центр мас диска знаходиться в положенні статичної рівноваги C_0 під час руху системи.

Перший інтеграл рівняння руху (3) $\dot{\phi} = \text{const}$. Отже, при нульових початкових умовах $\phi_0 = 0$ і $\dot{\phi}_0 = 0$ диск здійснює прецесію зі сталою кутовою швидкістю ω_1 навколо нерухомої осі Z .

Загальний розв'язок однорідних рівнянь (1) і (2) за умови $k^2 \geq 4(J_x + J_y)[c - (J_x + J_y)\omega_1^2/nR^2]/nR^2$, що завжди виконується, описує аперіодичний рух. Отже, плаваючий диск стійкий за кутовими ступенями вільності θ і ψ . Биття є просто змущувальною функцією, тому воно впливає тільки на частинний розв'язок системи динамічних рівнянь (1) і (2) сферичного руху диска.

Встановлено, що при малих амплітудах торцевих биттів гребеня близько 10 мкм, які не призводять до руйнування мастильної плівки, плаваючий диск здійснює стійкий сферичний рух навколо нерухомого центра мас. Цей рух являє собою псевдорегулярну прецесію.

Отримано розв'язок вироджених і загальних рівнянь руху ПД. Ці розв'язки необхідні для визначення закону зміни нестационарних товщин мастильної плівки λ_{si} і гідродинамічних реакцій N_{si} i -го шару, що зрівноважують зовнішні динамічні навантаження, викликані торцевим биттям гребеня і перекосом корпусу підшипника. Зв'язок між ними виражається формулою

$$N_{si} = c_s \lambda_{si} + k_s \dot{\lambda}_{si} \quad (i = \overline{1, n}; \quad s = \overline{1, 2}). \quad (6)$$

На підставі розробленої математичної моделі проведено чисельний розрахунок регулярних динамічних навантажень на гідродинамічний підшипник з жорстким плаваючим диском без урахування і з урахуванням його інерції при торцевих биттях гребеня і перекосі корпусу. На конкретних прикладах проаналізовано вплив інерції, частоти обертання диска, амплітуди торцевих биттів гребеня, кута зсуву фаз між торцевими биттями гребеня і корпусу відносно диска на зміну динамічних навантажень на робочі поверхні тертя для підшипника, характеристики якого подані в табл. 1.

Таблиця 1. Основні характеристики підшипника

Величина	Значення
Довжина робочої поверхні тертя плаваючого диска, L , мм	29
Ширина робочої поверхні тертя плаваючого диска, B , мм	24
Середній радіус поверхні тертя, R , мм	83
Число поверхонь, n	12
Статичне навантаження на i -ту поверхню тертя, Q_i , кН	1,25

На рис.2,а наведені результати розрахунку безрозмірних амплітуд динамічних навантажень P_i/Q_i та P_{ii}/Q_i (Q_i – статичне навантаження на i -ту поверхню тертя) на несучі робочі поверхні плаваючого диска від двогранного кута β . Розрахунки проводилися при перекосі корпусу 20 мкм на середній діаметр несучих секторних поверхонь диска, амплітуді торцевого биття гребеня 10 мкм і частоті обертання ротора $30 \cdot 10^3$ об/хв. Робочі поверхні тертя вважалися розташованими з обох боків диска, одна навпроти одної. Як видно з кривих, ці поверхні тертя при заданому значенні β навантажені динамічними зусиллями дуже нерівномірно. Так, наприклад, при $\beta = 0^\circ$ найбільший пік навантаження припадає на першу і сьому робочі поверхні диска, а найменший – на четверту і десяту.

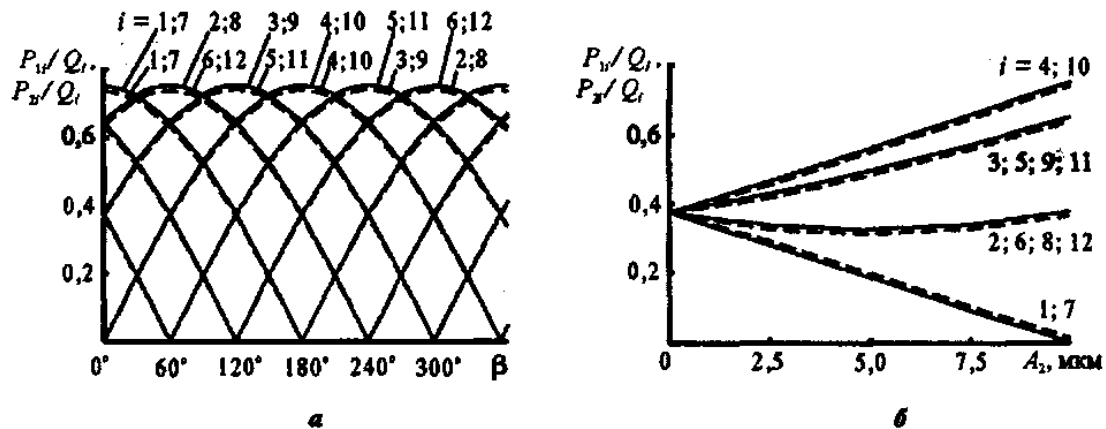


Рис.2. Залежність безрозмірних амплітуд динамічних навантажень P_i/Q_i (суцільна лінія) і P_{ii}/Q_i (штрихова лінія) на i -ті несучі поверхні ПД від кута зсуву фаз β (а) та амплітуди торцевого биття гребеня A_2 (б) при значенні $\beta = \pi$

Завдяки такому розподілу пікових навантажень плаваючий диск здатен витримувати короточасні динамічні зусилля, породжувані більш високими амплітудами торцевого биття гребеня порівняно з прийнятою (10 мкм). На рис.2,б наведеш залежності тих же динамічних навантажень, але від амплітуди A_2 торцевого биття гребеня при тому ж перекосі корпусу і куті зсуву фаз $\beta = \pi$. Видна така ж закономірність розподілу навантажень, що і на рис.2,а.

На рис.3 наведено результати розрахунку безрозмірних амплітуд динамічних навантажень, які діють на несучі поверхні тертя, у залежності від амплітуди торцевого биття гребеня A_2 при частоті обертання диска $15 \cdot 10^3$ об/хв і куті зсуву фаз $\beta = \pi$ між торцевими биттями гребеня і корпусу відносно диска. З наведених на цьому рисунку кривих видно, що впливом інерції диска на динамічну несучу здатність підшипника можна знехтувати. Тоді для визначення закону зміни нестационарних товщин мастильної плівки і гідродинамічних реакцій i -го шару (6) досить обмежитися частинним розв'язком виродженої системи рівнянь (1) і (2). Цей важливий результат має принципове значення при конструюванні підшипників з плаваючим диском.

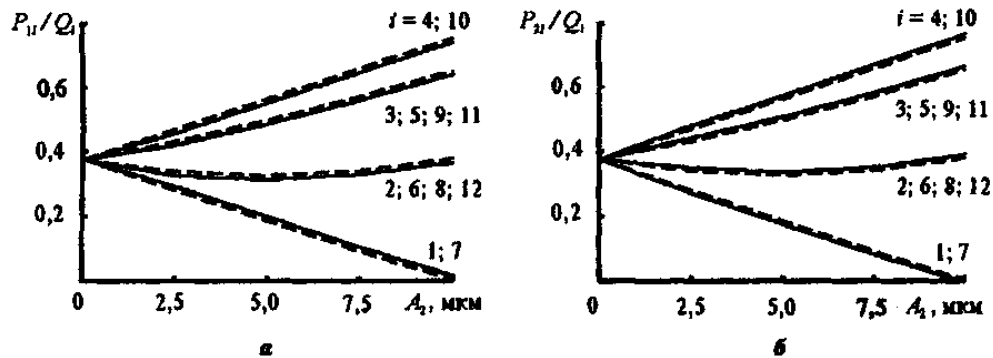


Рис.3. Залежність безрозмірних амплітуд динамічних навантажень, які діють на i -ту несучу поверхню диска, розташовану з боку корпусу (а) та гребеня (б), від амплітуди торцевого биття гребеня A_2 :
 ————— $J_x = J_y = 0,007 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$, - - - - - $J_x = J_y = 0$

На рис.4 наведено залежності безрозмірних динамічних навантажень від часу, тобто від кута повороту гребеня стосовно диска при різних значеннях кута зсуву фаз β і частоті обертання диска $18 \cdot 10^3$ об/хв. Як видно з цих кривих, найбільші навантаження на робочі поверхні тертя виникають у тому випадку, коли торцеві биття гребеня і корпусу відносно диска збігаються по фазі (див.рис.4,а) або зсунені по фазі на кут π (див.рис.4,б). Ці навантаження при дуже малій амплітуді торцевого биття 10 мкм досягають значень, наближених до гранично допустимих, які складають близько 97 % від статичного осьового зусилля.

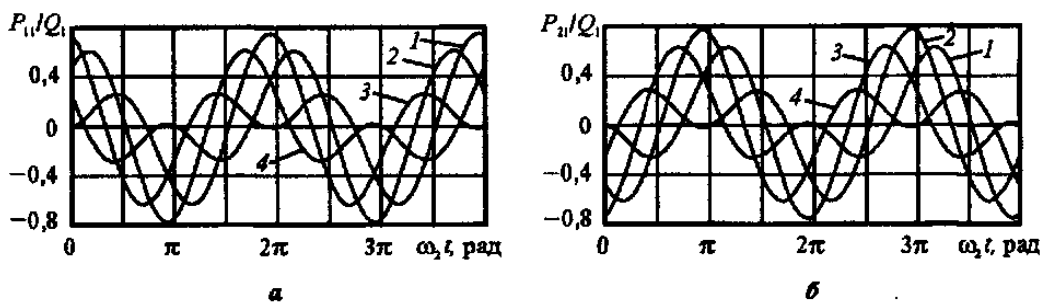


Рис.4. Залежність динамічних навантажень P_{1i}/Q_1 і P_{2i}/Q_1 , які діють на першу несучу поверхню диска, розташовану з боку корпусу (а) та гребеня (б), від кута повороту гребеня відносно диска: 1 – $\beta = 0$; 2 – $\pi/2$; 3 – π ; 4 – $3\pi/2$

Таким чином, динамічна несуча здатність УПК обмежена дуже малою амплітудою торцевого биття гребеня (близько 10 мкм). З перевищенням цієї амплітуди мастильний шар руйнується та опора виходить із ладу.

В експлуатаційних умовах амплітуди торцевих биттів дзеркала гребеня сучасних УПК суднових ГТД складають близько 60 мкм. Тому використання УПК з жорстким ПД у вузлах тертя суднових турбомашин, як правило, призводить до аварійних ситуацій.

Третій розділ присвячений підвищенню техніко-економічних показників упорних вузлів тертя суднових турбомашин. Недоліком відомих гідродинамічних підшипників з ПД є нестійкість рідинного режиму тертя, обумовлена обривами мастильної плівки в несучих зазорах унаслідок торцевого биття гребеня і перекосу корпусу. Тому нові конструкції ПД повинні забезпечити стійкість гідродинамічного режиму тертя і значно підвищити несучу здатність підшипника, для чого у звичайний ПД внесено конструктивні зміни. Його виконано із двох робочих кілець, між якими встановлене металеве пружне кільце з виступами, жорстко з'єднаними з робочими кільцями, при цьому виступи одного боку пружного кільця розташовані відносно його другого боку в шаховому порядку. У розділі наведена принципова конструктивна схема УПК з ПД із пружним кільцем (рис.5).

Стійкість гідродинамічного режиму тертя і підвищення несучої здатності УПК при перекосі корпусу і торцевому битті гребеня досягнуто за рахунок раціонального вибору осьової жорсткості пружного кільця з виступами, завдяки якому забезпечено рівномірний розподіл навантаження по торцевих робочих поверхнях тертя ПД і зниження амплітуд змушених коливань товщин мастильної плівки в парах тертя до допустимих значень.

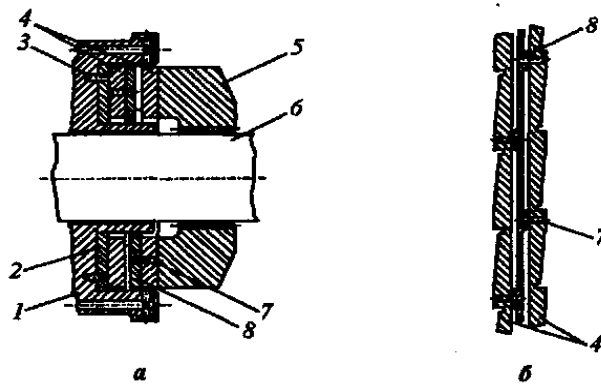


Рис.5. Конструктивна схема УПК з ПД із пружним кільцем (а) та розгортка ПД по середньому радіусу (б): 1 – корпус підшипника; 2 – підкладне кільце; 3 – штифт підкладного кільця; 4 – робочі кільця ПД; 5 – упорний гребінь; 6 – рогор; 7 – штифт ПД; 8 – пружне кільце з виступами

Динамічна несуча здатність УПК при використанні ПД із пружним кільцем істотно зросла, він надійно працює в рідинному режимі змащення навіть в екстремальних умовах при розцентруванні роторів. Найбільший вигравш у несучій здатності досягається в тому випадку, коли осьова жорсткість пружного кільця приблизно на порядок менша динамічної жорсткості мастильної плівки в несучих зазорах робочих поверхонь тертя.

Відсутність температурних деформацій ПД дозволяє підшипнику працювати в широкому температурному діапазоні. Знижуються втрати потужності двигуна на тертя в упорних вузлах. Навіть при високошвидкісному змащенні підшипник з ПД працює в ламінарному режимі, в той час як у несучих зазорах підшипників інших типів виникає турбулентність.

Ламінарний режим, низькі відносні швидкості поверхонь тертя дозволяють підтримувати значно нижчу порівняно зі звичайними УПК температуру змащення. Мاستило при цьому зберігає свої експлуатаційні властивості тривалий час (не старіє). Підшипники з ПД простіші за конструктивним виконанням і технологією виготовлення. Завдяки їхньому застосуванню знижуються осьові габарити турбіни.

Розроблено методики розрахунку жорсткості пружного кільця, навантажувальної здатності УПК з ПД із пружним кільцем, гідродинамічних втрат потужності на тертя і технологію виготовлення основних елементів ПД.

Як показали розрахунки, втрати потужності на тертя УПК з ПД для похилих ділянок приблизно в 1,4 разу менші, ніж для підшипника звичайного типу. Для плоскопаралельних ділянок втрати на тертя менші в два рази, тобто, застосування УПК з ПД, крім підвищення надійності і працездатності, дозволить збільшити корисну потужність турбомашини, а отже, її економічність.

Для розрахунку експлуатаційних характеристик підшипника запропонована його динамічна модель (рис.6). Оскільки жорсткість пружного кільця на порядок менша жорсткості мастильного шару, то верхнє робоче кільце ПД точно відстежує торцеві биття корпусу ξ_{11} , а товщина мастильної плівки λ_{11} залишається сталою протягом усього часу руху ПД, тобто у вертикальному напрямі корпус і це кільце жорстко зв'язані. У горизонтальній площині відбувається їх проковзування з відносною кутовою швидкістю ω_1 . Торцеві биття гребеня ξ_{21} здійснюються з частотою його обертання ω_2 відносно ПД. Якщо в моделі (див.рис.1) прийняти коефіцієнт жорсткості $c_1 = c_{\text{ш}}$ ($c_{\text{ш}}$ – коефіцієнт жорсткості пружного кільця, що відповідає одній робочій поверхні тертя ПД), коефіцієнт демпфування $k_1 = 0$ (динамічні реакції мастильної плівки між внутрішніми торцями складових робочих кілець ПД відсутні) та задати торцеве биття корпусу з частотою ω_1 , то для визначення динамічних навантажень на несучі поверхні тертя УПК з ПД із пружним кільцем можна скористуватись математичною моделлю змущених коливань жорсткого ПД, яку викладено у попередньому розділі.

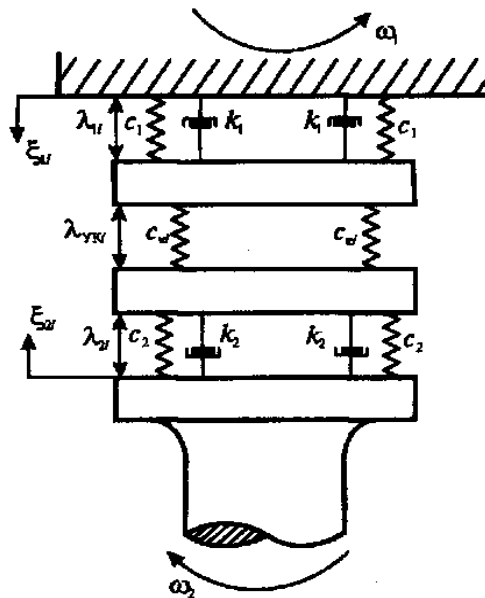


Рис.6. Динамічна модель УПК з ПД із пружним кільцем

Подано рекомендації щодо вибору раціональних геометричних розмірів кільця з урахуванням його міцнісних характеристик. Проведено порівняльний аналіз працездатності запропонованого технічного рішення та існуючих конструкцій для судових ГТД ДА-90 і ДУ-71.

Результати розрахунку амплітуд змущених коливань товщин мастильних шарів і динамічних навантажень на робочі поверхні тертя подано в табл.2.

Таблиця 2. Основні експлуатаційні характеристики УПК з ПД

Номер несучої поверхні робочого торця ПД	Безрозмірна амплітуда динамічного навантаження на i -ту несучу поверхню робочого торця ПД з боку гребеня	Амплітуда коливань товщини мастильного шару i -ї несучої поверхні робочого торця ПД з боку гребеня	Амплітуда стиску елемента пружного кільця над i -ю несучою поверхнею робочого торця ПД з боку гребеня
i	P_{2i}/Q_i	λ_{2i} , мкм	λ_{2i} , мкм
1	$\frac{0,107}{0,97}$	$\frac{1,5}{14}$	138,6
2	$\frac{0,075}{0,686}$	$\frac{11}{10}$	98
3	0	0	0
4	$\frac{0,075}{0,686}$	$\frac{11}{10}$	98
5	$\frac{0,107}{0,97}$	$\frac{1,5}{14}$	138,6
6	$\frac{0,075}{0,686}$	$\frac{11}{10}$	98
7	0	0	0
8	$\frac{0,075}{0,686}$	$\frac{11}{10}$	98
У чисельнику наведено значення для ПД із пружним кільцем, у знаменнику – для жорсткого ПД			

Розрахунки проводилися при перекосі корпусу на середній діаметр робочих поверхонь тертя та амплітуді торцевого биття гребеня, які для УПК з жорстким ПД дорівнювали 14 мкм, а для УПК з ПД із пружним кільцем - 70 мкм. З наведених даних видно, що безрозмірні амплітуди динамічних навантажень з боку гребеня для підшипника з ПД із пружним кільцем майже на порядок нижчі, ніж у підшипника з жорстким ПД.

Проведені розрахунки показали, що УПК з ПД із пружним кільцем має більш високу несучу здатність і кращі техніко-економічні показники та здатен сприймати великі значення амплітуд торцевих биттів порівняно зі звичайними підшипниками (більш ніж у 30 разів) без порушень роботи вузла тертя.

Експлуатація УПК з ПД із пружним кільцем дозволяє знизити вимоги до точності центрування ротора на стадії проектування і монтажу турбін, що значно зменшує трудомісткість технологічних операцій.

Четвертий розділ присвячений експериментальним дослідженням стійкості процесу рідинного тертя в УПК з ПД із пружним кільцем, для чого виготовлений дослідний зразок плаваючого диска. Дослідження виконані на експериментальному стенді. Розроблено принципову схему вимірювань і

методику проведення випробувань. Підібрано вимірювальну апаратуру. Спроектовано і виготовлено трансформаторний датчик для вимірювання товщини мастильної плівки в несучих зазорах підшипника і частоти обертання ПД, а також індукційний датчик для вимірювання частоти обертання ротора. Виконано їх тарування.

Експериментальні дослідження підшипника з ПД із пружним кільцем проводилися на усталених режимах роботи при сталій швидкості обертання і заданому статичному навантаженні. У процесі досліджень безупинно вимірювалися товщини мастильних плівок звернених до дзеркала підкладного кільця несучих поверхонь тертя, частоти обертання гребеня і ПД, середня температура мастила, які є основними критеріями працездатності підшипника.

Для змащення використовувалося мастило МС-20. Дослідний зразок підшипника з ПД із пружним кільцем мав наступні характеристики: середній радіус несучих поверхонь тертя (скосів) 49 мм; ширина скося 22 мм; довжина скося на середньому радіусі 27 мм; глибина скося 90 мкм; ширина й глибина канавки для підведення мастила відповідно 1 і 0,5 мм. Коефіцієнт жорсткості пружного кільця визначався експериментально і дорівнював $c_k = 0,13 \text{ МН/м}$, що відрізняється від теоретичного значення менш ніж на 10 %.

У табл.3 наведено результати експериментальних вимірювань частот обертання ротора і ПД, товщин мастильних плівок на вході і виході робочих поверхонь тертя, середньої глибини скося цих поверхонь і температури мастила на середньому радіусі ПД при різних статичних навантаженнях на підшипник. Там же для порівняння наводяться теоретичні значення статичних товщин мастильних плівок, обчислених для плоских робочих скося ПД.

Незначна розбіжність між розрахунковими та експериментальними значеннями товщин мастильних плівок свідчить про те, що пружне кільце надійно захищає мастильну плівку від вібраційного руйнування. Виконано аналіз похибок експериментальних даних. Максимальна похибка вимірювань не перевищувала 12 %.

Зазначимо також, що при багаторазових пусках і зупинах прилипання ПД із пружним кільцем до дзеркал гребеня і підкладного кільця не спостерігалось. У той же час при перевірці працездатності жорсткого ПД реєструвалися часті контакти з робочими поверхнями тертя внаслідок торцевих биттів гребеня, а підшипник працював при неусталених режимах нетривалий час.

Проведено порівняльний аналіз результатів вимірювань і теоретичних значень характеристик упорного підшипника з ПД. Отримано добрий збіг теорії і дослідних даних.

Таблиця 3. Експериментальні і теоретичні значення характеристик УПК з ПД

Статичне навантаження на підшипник, Н	Частота обертання гребеня, об/хв	Частота обертання ПД, об/хв	Виміряні динамічні (чисельник) і розрахункові статичні (знаменник) значення товщин мастильних плівок на виході з клину, мкм	Виміряні динамічні (чисельник) і розрахункові статичні (знаменник) значення товщин мастильних плівок на вході в клин, мкм	Середня глибина скосів несучих поверхонь тертя на середньому радіусі ПД, мкм	Середня температура мастила на середньому радіусі ПД, °С
204	1240±12	667±48	$\frac{100 \pm 5}{102}$	$\frac{185 \pm 5}{192}$	85±10	50
	1650±17	833±76	$\frac{100 \pm 5}{104}$	$\frac{195 \pm 5}{194}$	95±10	54
	2200±22	1108±139	$\frac{110 \pm 5}{111}$	$\frac{205 \pm 5}{201}$	95±10	57
296	1300±13	714±55	$\frac{90 \pm 5}{87}$	$\frac{180 \pm 5}{177}$	90±10	51
	1400±14	758±64	$\frac{85 \pm 5}{86}$	$\frac{170 \pm 5}{176}$	90±10	53
384	850±9	416±18	$\frac{75 \pm 5}{78}$	$\frac{160 \pm 5}{168}$	85±10	41
	1225±12	571±33	$\frac{70 \pm 5}{76}$	$\frac{165 \pm 5}{166}$	95±10	48

ВИСНОВКИ

1. Наукова задача, розв'язанню якої присвячена дисертаційна робота, полягає в розробці математичної моделі змущених коливань ПД на мастильній плівці та визначенні основних причин нестабільної роботи цієї опори; проектуванні, виготовленні та відпрацюванні УПК з ПД із пружним кільцем, який дозволяє забезпечити стійкість гідродинамічного режиму тертя, підвищити несучу здатність, надійність і економічність упорних вузлів роторів суднових турбомашин.

2. Розроблено математичну модель змущених коливань ПД на мастильній плівці, на основі якої спроектовано і виготовлено дослідний зразок УПК з ПД із пружним кільцем, який захищено деклараційним патентом на винахід.

3. Проведено чисельний аналіз руху ПД на мастильній плівці при торцевих биттях дзеркала гребеня і перекосах корпусу. Він показав, що ПД із пружним кільцем стійко працює в режимі гідродинамічного тертя, якщо значення коефіцієнта жорсткості пружного кільця принаймні на порядок менше динамічної жорсткості мастильної плівки підшипника.

4. Чисельно встановлено, що інерція ПД, який здійснює псевдорегулярну прецесію на усталеному режимі при торцевих биттях дзеркала гребеня і перекосах корпусу, практично не впливає на несучу здатність мастильної плівки підшипника.

5. Проведено вимірювання нестационарних товщин мастильних плівок несучих поверхонь тертя ПД на дослідному зразку підшипника,

який захищено деклараційним патентом на винахід. Вони показали, що розроблена математична модель адекватно описує динамічні процеси, які відбуваються у мастильній плівці при змушених коливаннях ПД.

6. Теоретично доведено та експериментально підтверджено, що ПД із пружним кільцем здійснює псевдорегулярну прецесію з кутовою швидкістю, яка дорівнює приблизно половині кутової швидкості обертання упорного гребеня, завдяки чому втрати потужності на тертя знижуються не менш ніж у два рази.

7. Розроблені математичні моделі, методики і технологія виготовлення УПК з ПД із пружним кільцем впроваджені в практику проектування працездатних вузлів тертя судових турбомашин та інших високообертових механізмів. Результати даної роботи можуть використовуватись на упорних вузлах виробів судового та загального машинобудування.

ПУБЛІКАЦІЇ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Романовский Г.Ф., Хлопенко Н.Я., Мельник А.В. Динамические уравнения упорного подшипника с плавающим диском // 36. научных праць УДМТУ. - Миколаїв: УДМТУ, 2000. - JV» 1 (367). - С. 59-66.

2. Романовский Г., Хлопенко Н., Кошкин Д., Мельник А. Влияние торцовых биений гребня на работоспособность масляной пленки упорных подшипников // Проблемы трибологии (Problems of tribology). - Хмельницький: ТУП, 2000. - № 1. - С. 81-89. Замечания к статье опубликованы в № 1 за 2001 г. - С. 166.

3. Мельник А.В. Расчет динамических характеристик подпятника с плавающим диском // 36. научных праць УДМТУ. - Миколаїв: УДМТУ, 2001. - № 6 (378). - С. 129-134.

4. Романовский Г.Ф., Хлопенко Н.Я., Мельник А.В. Экспериментальные исследования упорного подшипника с плавающим диском при торцовых биениях гребня // Проблемы трибологии (Problems of tribology). - Хмельницький: ТУП, 2001. - № 3. - С. 48-52.

5. Деклараційний патент 33207А Україна, МІЖ 6 F16C17/04. Гідродинамічний упорний підшипник ковзання / Г.Ф. Романовський, М.Я. Хлопенко, О.В. Мельник, Н.О. Кіскіна (Україна). - № 99010266; Заявлено 19.01.99; Опубл. 15.02.2001; Бюл. № 1.

6. Деклараційний патент 40892А Україна, МІЖ 7 F16C17/04. Упорний гідродинамічний підшипник ковзання / Г.Ф. Романовський, М.Я. Хлопенко, О.В. Мельник (Україна). - № 2000105723; Заявлено 10.10.2000; Опубл. 15.08.2001; Бюл. № 7.

7. Романовский Г., Хлопенко Н., Кошкин Д., Мельник А. Влияние торцовых биений гребня на работоспособность масляной пленки упорных подшипников // Тез. докл. міжнар. наук.-техн. конф. «Зносостійкість і надійність вузлів тертя машин (ЗНМ-2000)». - Хмельницький: ТУП, 2000. - С. 29.

Особистий внесок здобувача в роботах, опублікованих у співавторстві.

В [1] розроблено розрахункову схему математичної моделі УПК з ПД та проведено теоретичний аналіз руху ПД на мастильній плівці; у [2,7] - розрахунки до розділу, присвяченому УПК з ПД; у [4] - виконано ескізи і робочі креслення для виготовлення дослідного зразка ПД, спроектовано і виготовлено трансформаторний датчик для вимірювання товщини мастильного шару, проведено експериментальні дослідження і теоретичні розрахунки основних характеристик УПК з ПД із пружним кільцем при консультуванні співавторів; при підготовці заявок [5,6] - виконано ескізи і технічні креслення, проведено експерименти.

АНОТАЦІЯ

Мельник О.В. Підвищення несучої здатності гідродинамічного упорного підшипника з плаваючим диском судових турбомашин. - Рукопис.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.08.05 - судові енергетичні установки. - Український державний морський технічний університет імені адмірала Макарова, Миколаїв, 2003.

Дисертація присвячена розробці математичної моделі змушених коливань плаваючого диска (ПД) на мастильній плівці упорного підшипника ковзання з ПД із пружним кільцем та створенню на цій основі розрахункових методик, призначених для проектування стійкого до впливу торцевих биттів гребеня і перекосів корпусу упорного вузла підвищеної несучої здатності роторів судових газотурбінних двигунів, який захищено деклараційним патентом на винахід.

Проведено теоретичний аналіз несучої здатності та динамічних характеристик спроектованого підшипника. Адекватність розробленої математичної моделі підтверджено експериментальними дослідженнями.

Запропоноване технічне рішення дозволяє забезпечити стійкість гідродинамічного режиму тертя, підвищити несучу здатність, надійність та економічність упорних вузлів роторів судових турбомашин.

Ключові слова: суднова турбомашина, упорний вузол ротора, підшипник ковзання, плаваючий диск, несуча здатність, гідродинамічний режим тертя, стійкість, змушені коливання, торцеві биття гребеня, перекося корпусу.

АННОТАЦИЯ

Мельник А.В. Повышение несущей способности гидродинамического упорного подшипника с плавающим диском судовых турбомашин. - Рукопись.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.08.05 - судовые энергетические установки. - Украинский государственный морской технический университет имени адмирала Макарова, Николаев, 2003.

Диссертация посвящена разработке математической модели вынужденных колебаний плавающего диска (ПД) на масляной пленке упорного подшипника скольжения (УПС) с ПД с упругим кольцом и созданию на этой основе расчетных методик, предназначенных для проектирования устойчивого к воздействию торцовых биений гребня и перекосов корпуса упорного узла повышенной несущей способности роторов судовых газотурбинных двигателей (ГТД), защищенного декларационным патентом на изобретение.

В диссертационной работе выполнен анализ основных направлений совершенствования упорных подшипников скольжения судовых турбомашин. Дан обзор существующих конструктивных схем упорных узлов трения и выявлены основные причины нарушения их работоспособности. Показана целесообразность применения гидродинамических упорных подшипников скольжения с плавающим диском и предложено новое техническое решение для повышения их несущей способности.

Впервые разработана динамическая модель вынужденных колебаний ПД на масляной пленке УПС с ПД. На основании разработанной модели получены линеаризованные динамические уравнения движения жесткого плавающего диска на масляной пленке упорного гидродинамического подшипника при торцовом биении гребня и перекосе корпуса. Качественный анализ структуры этих уравнений показал, что при малых амплитудах торцовых биений и перекосах корпуса, не приводящих к разрушению масляного слоя, плавающий диск совершает устойчивое сферическое движение вокруг неподвижного центра масс. Это движение представляет собой псевдорегулярную прецессию. Проведен численный анализ влияния инерции плавающего диска на изменение динамических нагрузок на рабочие поверхности трения при торцовых биениях гребня и перекосе корпуса. Численно установлено, что инерция диска не оказывает заметного влияния на изменение этих нагрузок. Проведен теоретический анализ динамической несущей способности УПС с ПД при торцовых биениях гребня и перекосе корпуса. Выявлено, что УПС с жестким ПД обладает весьма небольшой динамической несущей способностью, ограниченной сравнительно малым торцовым биением зеркала гребня с амплитудой около 10 мкм. Поэтому его нельзя непосредственно использовать в судовых ГТД, где реальные значения торцовых биений упорного гребня составляют около 60 мкм.

Для обеспечения устойчивости гидродинамического режима трения и повышения несущей способности спроектирован, изготовлен и отработан гидродинамический УПС с ПД с упругим кольцом, защищенный декларационным патентом на изобретение. ПД такой опоры выполнен из двух рабочих колец, между которыми установлено упругое металлическое кольцо с выступами, жестко соединенными с рабочими кольцами, при этом выступы одной стороны упругого кольца расположены относительно ее другой стороны в шахматном порядке. Разработаны динамическая модель, методики расчета жесткости упругого

кольца, нагрузочной способности, потерь мощности на трение УПС с ПД с упругим кольцом, а также технология изготовления основных элементов ПД. Устойчивость гидродинамического режима трения и повышение несущей способности сконструированного подшипника при перекосе корпуса и торцовом биении гребня достигается за счет оптимального выбора осевой жесткости упругого кольца. Наличие такого кольца обеспечивает существенное снижение неравномерности нагружения несущих рабочих поверхностей трения ПД и защиту масляной пленки подшипника от вибрационного разрушения, вызываемого торцовым биением зеркала гребня при перекосах корпуса. Установлено, что при заданной угловой скорости вращения гребня и коэффициенте жесткости упругого кольца, значение которого на порядок меньше динамической жесткости масляной пленки, ПД с упругим кольцом плавают в определенном устойчивом положении, весьма близком к статическому) состоянию равновесия. При этом диск вращается со скоростью, равной примерно половине скорости вращения гребня. Проведен всесторонний сравнительный анализ работоспособности предложенного технического решения и существующих конструкций. Показано, что УПС с ПД с упругим кольцом обладает более высокой несущей способностью и имеет лучшие технико-экономические показатели по сравнению с другими опорами роторов судовых ГТД. УПС с ПД с упругим кольцом способны воспринимать высокие значения амплитуд торцовых биений по сравнению с обычными подшипниками (более чем в 30 раз) без нарушений работы узла трения.

Проведены экспериментальные исследования вынужденных колебаний УПС с ПД с упругим кольцом при торцовых биениях зеркала гребня и перекосе корпуса подшипника. Измерения нестационарных толщин масляных пленок несущих поверхностей трения ПД на опытном образце подшипника показали, что разработанная математическая модель адекватно описывает динамические процессы, протекающие в масляной пленке при вынужденных колебаниях ПД. Проведен сравнительный анализ результатов измерений и теоретических значений характеристик упорного подшипника с ПД. Получено хорошее совпадение теории и опытных данных. Результаты исследований внедрены в практику проектирования УПС с ПД с упругим кольцом работоспособных упорных узлов трения судовых турбомашин.

Ключевые слова: судовая турбомашинa, упорный узел ротора, подшипник скольжения, плавающий диск, гидродинамический режим трения, несущая способность, устойчивость, вынужденные колебания, торцовые биения гребня, перекосы корпуса.

SUMMARY

Melnik A.V. Increasing supporting ability of the hydrodynamic thrust bearing with a floating disk for ship turbo-machine. - Manuscript.

The dissertation for the scientific degree of the candidate of technical sciences on speciality 05.08.05 - marine power plants.- Ukrainian State Maritime Technical University named after admiral Makarov, Mikolayiv, 2003.

The dissertation is dedicated to devised mathematical model, which describes forced vibration a floating disk (FD) on the oil film in the thrust plain bearing with a FD and with elastic collar. Calculation methods intended for designing a thrust group, has increased supporting ability and heightened capacity to resist to butt-end beatings of the hackle and to body warp are created.

This thrust bearing is defended by the declaratory patent and used in the rotors of gasturbine ship engines. Theoretical analysis of supporting ability and dynamic characteristics of the designed bearing is fulfilled. Identity of the devised mathematical model is confirmed by experimental tests.

The proposed technical decision enables to provide stability of the hydrodynamic friction regime, to increase supporting ability, reliability and economicity of thrust groups for ship turbomachine rotor.

Key words: ship turbo-machine, rotor thrust group, thrust bearing, floating disk, hydrodynamic friction regime, supporting ability, reliability, forced vibration, butt-end beating of the hackle, body warp.

**Видавництво УДМТУ, 54002, м. Миколаїв, вул. Скороходова, 5
Свідоцтво про внесення суб'єкта видавничої справи до Державного
реєстру видавців, виготівників і розповсюджувачів видавничої
продукції ДК № 1150 від 12.12.2002 р.**

**Підписано до друку 22.05.2003 р. Формат 60х 84^{1/6}. Ум.друк.арк.
0,8. Обл.-вид.арк. 0,9. Тираж 110 прим. Зам. № 198.
Видавництво УДМТУ, 54002, м. Миколаїв, вул. Скороходова, 5**