

**НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
"ХАРКІВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ"**

Свіргун Ольга Анатоліївна

УДК 621. 822.5

**РОЗРОБКА МЕТОДИКИ РОЗРАХУНКУ І ДОСЛІДЖЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК
РАДІАЛЬНИХ ПІДШИПНИКІВ
КОВЗАННЯ З МАТЕРІАЛІВ ТИПУ ГУМИ**

Спеціальність 05.02.02 - машинознавство

АВТОРЕФЕРАТ

дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Харків - 2005

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана в Харківському національному технічному університеті сільського господарства ім. П. Василенка Міністерства аграрної політики України.

Науковий керівник: доктор технічних наук, професор

Коломієць Володимир Володимирович,

Харківський національний технічний університет сільського господарства ім. П. Василенка

професор кафедри деталей машин та стандартизації.

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор

Доценко Володимир Миколайович,

Національний аерокосмічний університет ім. М.Є. Жуковського „ХАІ”, м. Харків,

професор кафедри теоретичної механіки та машинознавства;

кандидат технічних наук, доцент

Бабін Олег Фавієвич,

Донбаська державна машинобудівна академія, м. Краматорськ,

доцент кафедри металорізальних верстатів та інструментів.

Провідна установа: Державне підприємство „Інститут машин і систем”

НАН України, м. Харків.

Захист відбудеться 6 квітня 2005р. о 14 год. 30 хв. на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 64.050.10 у Національному технічному університеті „Харківський політехнічний інститут” за адресою: 61002, м. Харків, вул. Фрунзе, 21.

З дисертацією можна ознайомитись у бібліотеці Національного технічного університету „Харківський політехнічний інститут” за адресою: 61002, м. Харків, вул. Фрунзе, 21.

Автореферат розісланий 5 березня 2005 р.

Вчений секретар спеціалізованої

вченої ради Д 64.050.10

Бортовой В.В.

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Проблема використання води як змащувальної речовини у підшипниках гідравлічних машин і турбобурів, в опорах валів гребних гвинтів кораблів, механізмів харчової промисловості та зрошувальної техніки являється актуальною в зв'язку зі зростаючими вимогами екологічності і пожежної безпеки. Істотним чинником являється низька вартість мастильного матеріалу і можливість використання для змащування підшипників робочої рідини машин, що спрощує конструкції ущільнень.

Надійність і працездатність опорних вузлів, що змащуються водою, забезпечується застосуванням пар тертя з нержавіючої сталі та матеріалу типу гуми. Перспективи подальшого впровадження гумових підшипників ковзання у нових галузях машинобудування вимагають удосконалення методики розрахунку опорних вузлів з уточненням режимів тертя, деформацій і температур для оптимізації окремих елементів конструкцій у залежності від умов роботи.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Робота виконувалась у відповідності до наукового напрямку досліджень кафедри деталей машин та стандартизації Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. П. Василенко. Здобувач була відповідальним виконавцем наукової теми “Розробка методики розрахунку і дослідження характеристик радіальних підшипників ковзання з матеріалів типу гуми” (ДР № 0104U002971), яка відповідає напрямку „Збереження навколишнього середовища (довкілля) та сталий розвиток” в Постанові Кабінету Міністрів України № 1716 від 24.12.2001 р.

Мета і задачі дослідження. Метою дослідження є розвиток теоретичних основ розрахунків радіальних підшипників з матеріалів типу гуми, уточнення режимів тертя при змащуванні водою, розробка уточненої методики розрахунків для визначення раціональних форм при проектуванні для підвищення їх працездатності та довговічності.

У роботі поставлені такі *основні задачі*:

- розробити методику і алгоритми спільного рішення рівнянь гідродинаміки і деформацій опорних поверхонь;
- визначити форми деформованих робочих поверхонь та види тертя в підшипниках ковзання з робочою поверхнею з матеріалів типу гуми;
- розробити уточнену методику розрахунку робочих характеристик радіальних підшипників ковзання з урахуванням деформацій при змащуванні водою;

- провести за розробленою методикою дослідження впливів на робочі характеристики підшипників основних конструктивних розмірів і експлуатаційних параметрів;
- порівняти отримані результати з наведеними в літературі даними експериментальних досліджень;
- розробити рекомендації для вибору оптимальних геометричних форм опорних поверхонь в залежності від умов експлуатації.

Об'єкт дослідження: радіальні підшипники ковзання з матеріалу типу гуми і повздовжніми водопостачальними каналами.

Предмет дослідження: навантажувальна здатність, деформації робочих поверхонь під дією гідродинамічних тисків, втрати від сил тертя, витрати води з урахуванням деформацій каналів, що підводять воду, та температурні режими в робочій зоні підшипника.

Методи дослідження. Теоретичною базою досліджень являються основні положення теорії пружності для матеріалів з незмінним об'ємом, гідродинамічна теорія змащування, методи кінцево-різницевої апроксимації диференціальних рівнянь з використанням поліномів Лагранжа і методів Гаусса і Зейделя для їх числового розв'язання.

Наукова новизна одержаних результатів. Вперше запропоновано новий метод розрахунку радіальних підшипників ковзання, який побудований на спільному розв'язанні рівнянь гідродинаміки і деформацій опорних поверхонь для матеріалів типу гуми.

Уточнені форми деформованих робочих поверхонь підшипників з матеріалів типу гуми.

Вперше визначено, що в підшипниках з матеріалів типу гуми у робочому режимі має місце одночасно рідинне і граничне тертя, що пояснює суперечливі результати експериментальних досліджень різних авторів.

Набула подальшого розвитку методика розрахунку температурного режиму найбільш навантажених частин підшипника, яка вперше враховує перенесення тепла і витрати води, що змінюються через деформацію водопостачальних каналів.

Встановлені нові закономірності, яким підпорядковуються робочі характеристики радіальних підшипників при змінах конструкційних і експлуатаційних параметрів.

Практичне значення одержаних результатів. Отримані нові дані про вплив деформацій робочих поверхонь на режими тертя, температуру і працездатність підшипників ковзання з матеріалів типу гуми.

Визначені раціональні значення окремих геометричних і режимних параметрів підшипників, що дозволяють підвищити економічність і надійність їхньої роботи.

Створено алгоритми і розроблено програмне забезпечення для числових досліджень робочих характеристик опорних вузлів.

Методику розрахунку радіальних підшипників ковзання, полів тиску, деформацій та температур радіальних підшипників ковзання з матеріалів типу гуми при змащуванні водою впроваджено при модернізації енергетичного обладнання в лабораторії гідротурбін відкритого акціонерного товариства „Турбоатом”, м. Харків, в дослідницьких та конструкторських роботах на державному підприємстві „Завод ім. В.О. Малишева”, м. Харків. Дослідження з застосуванням розроблених математичних методів розв'язання рівнянь гідродинаміки виконані в ВАТ „Турбогаз”, м. Харків.

Особистий внесок здобувача. Основні результати, наведені в дисертації, належать здобувачу. В роботах, які виконані у співавторстві, здобувачу належать:

- фізична і математична моделі роботи підшипників із матеріалів типу гуми;
- визначення режимів тертя на окремих ділянках робочих поверхонь та уточнення втрат від тертя при змащуванні водою;
- розробка математичних алгоритмів і методики розрахунку робочих характеристик радіальних підшипників із поздовжніми каналами, що підводять воду;
- порівняльний аналіз характеристик гумових радіальних підшипників, що змащуються водою, виконаний на основі розробленої методики, який дозволяє вибирати раціональні форми і параметри опорних поверхонь.

Апробація результатів дисертації. Основні положення і результати дисертації доповідалися й обговорювалися на I всеукраїнському з'їзді „Теорія механізмів, машин і техносфера України XXI століття” (м. Харків, 1997 р.), на міжнародній науково-технічній конференції „ Информационные технологии: наука, техника, технология, образование, здоровье” (м. Харків, 1996 р.), на міжнародному науково-технічному семінарі „Interpartner-97. Високі технології в машинобудуванні: тенденції розвитку, менеджмент, маркетинг” (м.м. Харків - Алушта, 1997 р.), на III, IV, V, VII та VIII міжнародних науково-технічних конференціях „Фізичні і комп'ютерні технології в народному господарстві” (м. Харків, 2001-2003 р.р.). Роботу у повному обсязі заслухано та схвалено на науковому семінарі „Землеробська механіка” в Харківському державному технічному університеті сільського господарства (2004 р.) та на розширеному науковому семінарі кафедри „Деталі машин та прикладна механіка” Національного технічного університету „Харківський політехнічний інститут” (2004 р.).

Публікації. Результати дисертаційної роботи викладено у 10 наукових працях, серед них 7 статей опубліковано у фахових наукових виданнях, 3 – в тезах наукових конференцій.

Структура і обсяг дисертаційної роботи. Дисертація складається з вступу, 5 розділів, висновків і додатку. Повний обсяг дисертації - 152 сторінка, ілюстрацій по тексту – 39 , таблиць по тексту – 8 сторінок. Додаток приведено на 4 сторінках, список використаних літературних джерел - на 10 сторінках.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У **вступі** доведено актуальність теми, сформульована мета і основні задачі дослідження, показано наукову новизну і практичну значимість роботи.

У **першому розділі** дисертації на основі опублікованих різними авторами матеріалів розглянуті характерні особливості роботи гумових підшипників, що змащуються водою. Аналіз критеріїв, що визначають працездатність опор з матеріалів типу гуми, дозволяє визначити основні вимоги, які необхідно виконувати при розрахунках, проектуванні і виготовленні підшипникових вузлів. Вимоги з корозійної стійкості валів, граничного набухання гуми в воді, складу гумового покриття, технології його виробництва і засобу кріплення до сталевій підставі виконуються при конструюванні та виготовленні на основі досить великої кількості наукових досліджень і досвіду, який накопичено промисловістю. Досвід використання гумових підшипників для гідравлічних турбін, турбобурів і опор валів гребних гвинтів кораблів дозволяє створювати для цих машин типові конструкції із встановленими шляхом досліджень пропорціями, закладеними у відповідні стандарти. Приведені в стандартах рекомендації не завжди можна розповсюджувати на опори, що проектуються в інших галузях машинобудування з новими умовами роботи. Теоретичні дослідження, що мають узагальнюючий характер, базуються на спільному розв'язанні рівнянь гідродинаміки і деформацій опорних поверхонь, які дозволяють урахувувати умови роботи. Особливістю опор, що розглядаються, є дуже малий модуль пружності матеріалу робочої поверхні, який практично не змінює об'єм при деформації, та мала в'язкість води. Крім того, гума, що являє собою термореактивний, просторово зшитий сітчастий полімер із поперечними зв'язками між макромолекулами каучуку, схильна до різних видів деформацій.

Теоретичні основи гідродинамічного розрахунку розроблені в працях основоположників цієї науки М.П. Петрова, М.Є. Жуковського, С.А. Чаплигіна, О. Рейнольдса, А. Зоммерфельда. В інженерній практиці використовуються методи розрахунку, розроблені М.В. Коровчинским, М.Й. Яновським, О.О. Лангом, Й.Я. Токарем, Ф.П. Сніговським, В.А. Максимовим, В.М. Прокоп'євим, М.Е. Подольським, О.Б. Приходько, В.В. Рухлінським, А.П. Костогризом, В.Д. Ковальовим та іншими авторами. Питання розрахунку підшипників ковзання з урахуванням турбулентності потоку при малій в'язкості матеріалу, що змащує, і великих швидкостях руху знайшли свій розвиток у роботах Н. Тіпея, В.Н. Константінеску, М.П. Артеменко, Й.Я. Токаря, В.М. Доценко, А.І. Чайки. Дослідженню поведінки гумових виробів під навантаженням присвячені роботи Е.Е. Лавендела, В.Н. Потураєва, В.Л. Бідермана, Е. Дака, Д. Мура та інших. У цих роботах визначена можливість наближеного розгляду гуми як однорідного середовища при значному перевищенні досліджуваних об'ємів

над розмірами неоднорідних часток. При деформаціях, які не перевершують 10-15%, у першому наближенні гума вважається лінійно-пружним матеріалом.

Теоретичні основи розв'язання контактної-гідродинамічної задачі для підшипників ковзання розроблені в роботах Д.С. Кодніра, Ю.І. Байбородова, А.В. Терещенко, Ф.П. Сніговського, А.П. Костогриза. Розроблені методики розрахунків базуються у більшості випадків на гіпотезі Вінклера, що відповідає властивостям прийнятих композиційних та пластмасових покриттів. При застосуванні матеріалів типу гуми з малим модулем пружності і коефіцієнтом Пуасона близьким до 0,5 деформації будуть підпорядковуватися іншим закономірностям, які ще не були досліджені.

З огляду на актуальність питання і недостатність досліджень була поставлена задача визначення режимів тертя на опорних поверхнях з матеріалів типу гуми, що змашуються водою, і розробки уточненої методики розрахунків підшипників для визначення їх раціональних форм і пропорцій при новому проектуванні.

Другий розділ присвячений розробці теоретичних основ розрахунку підшипників з матеріалів типу гуми і створенню фізичної і математичної моделі роботи опорної поверхні зображеної на рис. 1.

В гумових радіальних підшипниках ширина опорних поверхонь звичайно в багато разів перевищує робочу довжину, що дозволяє при створенні моделі прийняти плоску деформацію і двомірну течію рідини в рівняннях гідродинаміки.

Рівняння рівноваги елементарного об'єму, що розглядаються в теорії пружності, в яких виключені складові об'ємних сил, умови незмінності об'єму (нестисливість), а також рівняння гідродинаміки руху води мають вигляд:

$$\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial s}{\partial x} = 0,$$

$$\frac{\partial s}{\partial y} + \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} = 0,$$

$$\frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial u}{\partial x} = 0,$$

$$\frac{d}{dx} \left(\frac{h^3}{K_{xx}} \cdot \frac{dp}{dx} \right) = 6\mu_t U \frac{dh}{dx},$$

де u та v - переміщення в напрямках осей x та y , s - функція гідростатичного тиску для матеріалу, що не стискається, p - гідродинамічний тиск, μ_t - динамічна в'язкість води, U - швид-

кість у напрямку осі x , h - товщина шару води, що змінюється від деформації, K_{xx} - коефіцієнт турбулентності потоку.

Граничні умови визначаються відсутністю дотичних напружень на вільних поверхнях, відсутністю переміщень у місці закріплення гуми і фіксованим тиском на бічних поверхнях. Гідродинамічний тиск p є граничною умовою для рівнянь деформацій на робочій поверхні. Умова незмінності об'єму відноситься до всіх вузлів гумового шару.

Функція гідростатичного тиску при коефіцієнті Пуассона $\mu = 0,5$ має вигляд

$$s = \frac{1}{E} (\sigma_x + \sigma_y + \sigma_z),$$

де E - модуль пружності, $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$ - нормальні напруження на гранях.

Послідовне розв'язання рівнянь гідродинаміки і деформацій після апроксимації реалізовано числовими методами Зейделя та Гаусса.

Заміна диференційних рівнянь, описаних вище, системою алгебраїчних рівнянь здійснювалася на основі інтерполяційного полінома Лагранжа для чотирьох рівновіддалених точок, що дозволило підвищити точність розрахунку при меншому числі вузлів. Апроксимація рівняння Рейнольдса для довільної форми конфузороного зазору має вигляд

$$p_i = \left[2p_{i\mp 1} \left(11h_{i\mp 1}^3 + 3h_i^3 + 3h_{i\pm 1}^3 + h_{i\pm 2}^3 \right) + \right. \\ \left. + 18p_{i\pm 1} \left(h_{i\mp 1}^3 - h_i^3 + h_{i\pm 1}^3 + h_{i\pm 2}^3 \right) + p_{i\pm 2} \left(-4h_{i\mp 1}^3 + 3h_i^3 + 12h_{i\pm 1}^3 - 11h_{i\pm 2}^3 \right) \pm \right. \\ \left. \pm 36\mu_i U N_x \left(2h_{i\mp 1} + h_i - 6h_{i\pm 1} + h_{i\pm 2} \right) \right] : \left[9 \left(4h_{i\mp 1}^3 - h_i^3 + 4h_{i\pm 1}^3 + h_{i\pm 2}^3 \right) \right].$$

Верхні знаки використовуються при розрахунках вузлів $i = 2 \dots \lfloor x_1 / 2 \rfloor$, а нижні для $i = \lfloor x_1 / 2 \rfloor + 1 \dots \lfloor x_1 \rfloor - 1$.

Таким чином проведена заміна похідних у формулах деформацій через значення функцій у розташованих поряд вузлах. Із значення коефіцієнтів при невідомих u , v і s і вільних членах були сформовані квадратна матриця A та матриця-стовпець D . Рішення системи рівнянь у вигляді

$$A \cdot x = D$$

дозволяє визначити переміщення поверхні в напрямку осі Y , які змінюють розмір плівки h_i . При малих значеннях модулів пружності для визначення поточного значення h_i в процесі ітерацій вводилися коригувальні коефіцієнти. Теоретичні дослідження показали, що покриття з матеріалів типу гуми, які мають малий модуль пружності, деформуються в напрямку вирівнювання товщини водяної плівки практично за всією несучою поверхнею, що призводить до

вирівнювання гідродинамічного тиску. Схема деформованого сегмента, що пояснює модель роботи гумометалевого підшипника, приведена на рис. 2.

Вхідна частина 1 утворюється вхідною фаскою або вхідним радіусом, який деформується пружними переміщеннями гумового шару. Центральна опорна поверхня 2, яка є еквідистантною поверхні вала, обмежується вузьким валиком 3, що виступає уздовж вихідної кромки із зниженим тиском на границі. Виступаючий валик 4, що розташовується уздовж опорних поверхонь, частково закриває вихід води в торцевому напрямку, а робота підшипника стає подібною роботі опор із сходиною Рейлея. Вхідна частина 1 буде віджиматися конфузорною частиною хвилі деформації до вирівнювання тиску на виході з цієї ділянки з тиском у центральній частині, який визначається навантаженням. Дослідження гідродинаміки руху води по гумових поверхнях, які мають клинову форму і форму, що описується сполученими радіусами, дозволили визначити безрозмірні параметри товщини мастильного шару в робочій зоні, використовуючи які можна при заданому тиску, швидкості і в'язкості визначити розмір водяної плівки і характер режиму тертя. Розміри щілини уздовж вихідної і торцевих кромки визначаються з балансу витрат води, що надходить в основну несучу частину і виходить через вузьку кромку за рахунок перепаду тиску і винесення рухливою поверхнею вала. Розрахунки різних варіантів опорних підшипників показали, що в зоні запірних поясів практично завжди має місце граничне тертя. У центральній несучій частині характер тертя визначається товщиною водяної плівки і шорсткістю поверхні вала. У залежності від навантаження на різних ділянках підшипника може спостерігатися рідинний і граничний режими тертя, що пояснює зроблені різними авторами суперечливі висновки.

Третій розділ присвячено розробці методики розрахунку гумових радіальних підшипників із повздовжніми каналами, схема яких приведена на рис. 3.

Виходячи з прийнятої моделі роботи підшипника з постійним тиском по несучих поверхнях, визначається розподіл радіальної сили F_r між сегментами при заданому ексцентриситеті e , радіальному зазорі $\delta = r_o - r_g$ і куті встановлення сегментів β_u

$$F_u = F_r \frac{L_{pu} e \left| \cos \alpha - \beta_u \right| - \delta}{\sum_{u_n} L_{pu} e \left| \cos \alpha - \beta_u \right| - \delta \left| \cos \alpha - \beta_u \right|}$$

де L_{pu} - довжина опорної поверхні після деформації, яка визначається з урахуванням кута нахилу бічної поверхні каналу, що підводить воду, u_n і u_k - номери першого n та останнього k навантаженого сегментів в межах кута деформації $\Theta_{\Delta} = \Theta_k - \Theta_n$.

Ексцентриситет вала, у свою чергу, визначається розміром радіального зазору δ і деформацією гумового шару товщиною H_R . Розв'язання двомірної задачі деформацій опорних поверхонь із граничними умовами, що змінюються, дозволило визначити модель поведінки гумового шару під навантаженням. На основі цієї моделі була вибрана уточнена формула для визначення деформацій трьохмірної подушки, отримана Е. Е. Лавенделом для амортизаторів методом мінімізації функціонала

$$\Delta_u = \frac{2F_u H_R}{\pi G B L_{pu}} \sum_{i=1,3,5,\dots}^{i=15} \frac{48 + i^2 \pi^2 \gamma^2 + \lambda_{pu}^2}{i^2 \left[36 + i^2 \pi \left(\gamma^2 + \lambda_{pu}^2 + \frac{i^2 \pi^2 \gamma^2 \lambda_{pu}^2}{48} \right) \right]}$$

де B - ширина підшипника, G - модуль зсуву, $\lambda_{pu} = L_{pu} / H_R$, $\gamma = B / H_R$ - відносні розміри поверхонь, що деформуються.

При введенні в цю формулу розмірів опорних поверхонь, які визначались з урахуванням деформацій, були отримані результати, що якнайкраще співпадають з результатами експериментальних досліджень.

Повна деформація Δ_M визначається деформацією найбільш навантаженого сегмента в напрямку дії радіальної сили F_r . Знайдене значення Δ_M визначає ексцентриситет e , деформації окремих ділянок робочих поверхонь Δ_{φ} і розміри опорних поверхонь L_{pu} , розміри робочих поверхонь L_0 та каналів: L_K, H_K поза межею деформацій не змінюються. Розрахунок, який виконується методом послідовних наближень, дозволяє встановити фактичні розміри несучих поверхонь, рівень деформації каналів, що підводять воду, і розміри вхідних поверхонь. Використовуючи знайдені раніше безрозмірні коефіцієнти, по швидкості U , в'язкості μ_t і тиску p_u можна знайти товщину водяного шару над основною несучою поверхнею h_M , а з балансу витрат води визначити розміри щілини над запірними поясками h_{min} .

Сила тертя на несучих ділянках навантажених сегментів визначається в залежності від режиму тертя. Для щілини постійного розміру коефіцієнт рідинного тертя визначається за формулою

$$f_u = \frac{U \mu_t}{\rho_u h_M}$$

У випадку, коли товщина шару води менша розміру шорсткості, коефіцієнт тертя доцільно визначати за наведеною у довідниках емпіричною формулою

$$f_u = f_0 \left(\frac{p_u}{p_0} \right)^{\frac{2}{3}} \left(\frac{U}{U_0} \right)^{-\frac{2}{5}},$$

де f_0 - коефіцієнт тертя гуми і сталі при змащуванні водою при тиску $p_0 = 1$ МПа і швидкості $U_0 = 1$ м/с. Значення f_0 в залежності від твердості гуми і інших чинників уточнюються за опублікованими експериментальним даним. У дисертації приведені формули, що дозволяють визначити сили тертя на вхідних ділянках, на ділянці запірного паска, у каналах, що підводять воду, та на ненавантажених ділянках, вільних від деформацій. На кожній ділянці рідинного тертя виконувалася перевірка характеру течії. У ненавантаженої зоні, де течія практично завжди була турбулентною, при розрахунках сил тертя було введено коефіцієнти турбулентності.

Температура робочих поверхонь, яка має суттєвий вплив на в'язкість води, залежить від кількості тепла, що виділяється при терті, об'єму води, яка прокачується, її теплофізичних властивостей і температури подачі. Кількість води, яка проходить через канал кожного сегмента, залежить від площі перерізу каналу, яка змінюється при деформації. При збільшенні опору потоку води і зменшенні прокачування спостерігається занесення гарячої води з попереднього сегмента і відбувається загальне зростання температурного поля. Наведені в дисертації формули дозволяють визначити гідравлічний радіус каналу $R_{\lambda u}$, що являє собою відношення площі і периметра перерізу каналу, які змінюються при деформації. Гідравлічний радіус каналу дозволяє, у свою чергу, визначити коефіцієнти тертя і опору руху води $K_{\lambda u}$, які зв'язані зі швидкістю води та осьовим габаритом каналу.

Витрата води через недеформований канал

$$Q_{\kappa 1} = \frac{Q_0 S_1}{K_{\lambda 1} \sum_{u=1}^{u=z} \frac{S_u}{K_{\lambda u}^{0,5}}},$$

де Q_0 - загальне прокачування води, S_u - площа каналу.

Витрата води через канал сегмента з номером u

$$Q_{\kappa u} = Q_{\kappa 1} \frac{S_u}{S_1} \left(\frac{K_{\lambda 1}}{K_{\lambda u}} \right)^{0,5}.$$

Умова нерозривності потоку дозволяє визначити витрати через вхідну Q_u , вихідну Q_{Au} і торцеві кромки Q_{Tu} . З балансу витрат через деформований канал визначається кількість

води Q_{ou} , що надходить у канал із температурою подачі t_0 . З огляду на переніс тепла з попереднього сегмента і подачу з однієї сторони температуру на вхідній кромці навантаженого сегмента можна визначити із співвідношення

$$t_{ви} = \frac{Q_{ou}t_0 + Q_{A \text{ а-1}} t_{A \text{ а-1}} + Q_{T \text{ а-1}} t_{m \text{ а-1}}}{Q_{ou} + Q_{A \text{ а-1}} + Q_{T \text{ а-1}}}$$

Витрати в торцевому напрямку Q_{Tu} значно менше витрат Q_{Ku} , Q_u і Q_{Au} , що виправдовує прийняте припущення про загальне прокачування води через канали. Нагрів води на робочій ділянці сегмента Δt_u , від якого залежить середня температура на робочій поверхні t_{mu} і максимальна температура на виході t_{Au} , визначається в процесі послідовних наближень, виходячи з сили тертя F_{Tu} , швидкості вала U , витрат води Q_u , її теплоємності C_m та густини ρ_m .

$$\Delta t_u = \frac{F_{Tu} U}{C_m \rho_m Q_u}$$

Загальні витрати води і потужність тертя визначають температуру води, що виходить з підшипника. Розрахунки температурного режиму різних опорних підшипників показали, що при граничному терті на основній несучій поверхні і значних деформаціях каналів, що підводять воду, можуть виникати місцеві перегріви при порівняно невеликому загальному зростанні температури, що виходить з підшипника.

Четвертий розділ присвячений експериментальній оцінці методики розрахунку. Прийнята модель роботи радіальних підшипників має ряд припущень, пов'язаних з властивостями гуми, характером течії води, уявленням геометричних форм окремих елементів робочих поверхонь і методами розв'язання базових рівнянь. Ступінь допустимості прийнятих спрощень у межах визначеного діапазону конструктивних і експлуатаційних параметрів оцінюється при порівнянні результатів експериментальних досліджень реальних підшипників з розрахунковими даними, отриманими за розробленою методикою. Найбільш повна інформація з експериментальної перевірки деформацій у працюючих гумових підшипниках приведена в монографії А.П. Давидова за матеріалами досліджень Ф. Гаусгальтера і Л. Моффита.

На рис. 4 приведені теоретичні й експериментальні графіки деформацій підшипників із діаметрами валів 15,9 та 76,2 мм і відповідними осьовими габаритами: 39,7 та 304,8 мм.

В дисертації розглянуто також підшипники з діаметрами валів 38,1 та 127 мм. Всі названі підшипники мали тонкостінні втулки з 8 поздовжніми каналами.

Аналіз результатів розрахунків і експериментальної перевірки показав, що при зростанні радіальних сил похибки розрахунків становлять 10÷15%. При аналізі результатів теоретичних і експериментальних досліджень виконано оцінку впливу нахилу бічних поверхонь каналів, які підводять воду.

Перевірка методики розрахунку сил тертя в залежності від навантаження та колової швидкості здійснювалася при порівнянні з результатами експериментальних досліджень інституту гідромашинобудування

На рис. 5 наведено результати теоретичних і експериментальних досліджень коефіцієнта тертя для підшипника з діаметром отвору 60,73 мм і шириною 90 мм. При рідинному режимі тертя на основній несучій поверхні коефіцієнт тертя коливається в межах $f = 0,015 \pm 0,003$, що укладається в очікуваний діапазон точності - 20%.

При збільшенні навантаження і зниженні швидкості відбувається перехід до напіврідинного тертя. Коефіцієнт тертя зростає до 0,10÷0,12, що було визначено при розрахунках підшипників із діаметром вала 43 мм. Емпіричні коефіцієнти, що вводяться у формули для розрахунку сил тертя при напіврідинному режимі, вибиралися, виходячи з опублікованих експериментальних даних.

Відповідність теоретичних і експериментальних даних по розподілу тиску перевірялась на дослідних даних В.М. Шаннікова. Розрахунковим шляхом було встановлено, що досліджувані підшипники працювали в навантаженій зоні в напіврідинному режимі тертя, про що свідчить зміщення центру вала у бік, протилежний обертанню. Експериментальні значення тисків на більшій частині робочої поверхні сегмента склали 0,694, 0,784 і 0,813 МПа, а теоретичні по всій поверхні при заданому навантаженні склали 0,769 МПа.

На найближчих опорних поверхнях, де проводилися вимірювання в одній точці, теоретичні і експериментальні дані становили 0,607 і 0,633 МПа, 0,441 і 0,467 МПа відповідно. Відхилення до 25%, що спостерігаються поблизу торцевих кромek, свідчать про вплив тонкої плівки центральної частини. Істотна відмінність закону розподілу тиску по осі підшипника від параболічного, вирівнювання епюри тиску і наближення її форми до трапецієподібної свідчать про можливість застосування прийнятої моделі роботи підшипників для розрахунків і проектування.

П'ятий розділ дисертаційної роботи присвячений дослідженню основних закономірностей зміни робочих характеристик гумових радіальних підшипників ковзання в залежності від умов роботи, геометричних розмірів опорних поверхонь і каналів, що підводять воду, монтажних зазорів, товщини і механічних властивостей гумового покриття. Виявлені закономірності зміни товщини водяної плівки, деформації гумового шару, коефіцієнта тертя, ма-

ксимального тиску і температури для типових конструкцій опорних вузлів гідравлічних машин, по яких є результати експериментальної перевірки. Дослідження показали значний вплив на характеристики підшипників твердості гумового покриття, його товщини та розмірів опорних поверхонь. Збільшення твердості гумового шару і зменшення його товщини сприяє підвищенню жорсткості підшипника та зниженню радіальних деформацій. Одночасно відбувається збільшення тиску на сегменті, розташованому в напрямку дії сили, виникає зниження товщини водяної плівки на несучій поверхні та ріст температури в навантаженій зоні. В такому ж напрямку змінюються характеристики підшипника при зменшенні розмірів каналів, які підводять воду, та при збільшенні розмірів опорних поверхонь.

Результати досліджень підтверджують, що розроблена методика уточнених розрахунків радіальних підшипників дозволяє для конкретних умов роботи і експлуатаційних вимог до проєктованих машин і механізмів встановлювати раціональні форми гумових покриттів, число, форму і розміри каналів, які підводять воду, монтажні зазори і матеріали, що забезпечують реалізацію поставлених задач.

ВИСНОВКИ

В дисертаційній роботі виконано подальший розвиток теорії розрахунку підшипників з матеріалів типу гуми, які змащуються водою, для впровадження у різних галузях машинобудування в зв'язку з зростаючими вимогами екологічності та пожежної безпеки.

Найбільш важливі наукові і практичні результати роботи:

1. Реалізоване спільне розв'язання рівнянь гідродинаміки підшипників ковзання і рівнянь деформацій опорних поверхонь з урахуванням незмінюваності об'єму, що дозволяє визначати форми деформованих опорних поверхонь в підшипниках з матеріалів типу гуми, що змащуються водою.

2. Встановлено, що в гумометалевих підшипниках, що змащуються водою, на різних ділянках одночасно має місце граничний і рідинний режими тертя. Епюри гідродинамічних тисків при рідинному режимі тертя істотно відрізняються від епюр металевих підшипників, які не деформуються.

3. Вперше розроблено методику розрахунку деформацій радіальних підшипників з матеріалів типу гуми.

4. Удосконалено метод гідравлічного розрахунку каналів, що підводять воду, з урахуванням зміни їхніх форм при деформаціях.

5. Дістала подальшого розвитку методика розрахунку температурного режиму навантажених частин підшипника, що ураховує перенесення тепла і витрати охолоджуючої води, які змінюються при деформаціях.

6. Дослідження характеристик гумометалевих підшипників показали наявність оптимального діапазону твердості гумового покриття для конкретних геометричних і експлуатаційних параметрів. Зниження твердості від оптимального діапазону приводить до збільшення деформацій, перекриття каналів, що підводять воду, і підвищенню місцевих температур. Збільшення твердості від оптимального діапазону знижує товщину водяного шару, збільшує силу тертя і сприяє підвищенню температури на навантажених ділянках підшипника.

7. Запропонована удосконалена методика розрахунку радіальних гумометалевих підшипників дозволяє оптимізувати окремі елементи конструкцій та визначати на стадії проектування необхідні форми і розміри опорних поверхонь і каналів в залежності від зовнішнього навантаження, кількості і температури води, що подається, твердості і пружних властивостей гуми.

8. Вірогідність рекомендацій підтверджується результатами експериментальних досліджень, отриманих різними авторами для підшипників із широким діапазоном розмірів.

9. Методичне, алгоритмічне і програмне забезпечення розрахунків підшипників, що змащуються водою, можуть бути рекомендовані для використання при проектуванні нових опорних вузлів машин і механізмів, де ставляться підвищені вимоги по екологічній безпеці і збереженню навколишнього середовища.

10. Методику розрахунку радіальних підшипників ковзання, полів тиску, деформацій та температур радіальних підшипників ковзання з матеріалів типу гуми при змащуванні водою впроваджено при модернізації енергетичного обладнання в лабораторії гідротурбін ВАТ „Турбоатом”, м. Харків, в дослідницьких та конструкторських роботах на ДП „Завод ім В.О. Малишева”, м. Харків. Розроблена методика розв'язання рівнянь гідродинаміки використовувалася в ВАТ „Турбогаз”, м. Харків.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Свиргун О.А. Основы расчета сил трения и температур резинометаллических подшипников, смазываемых водой. // Сборник научных трудов "Повышение надежности восстанавливаемых деталей машин". - Харьков: ХГТУСХ.-1997.- С. 50-53.

2. Свиргун О.А., Гапонов В.С. Определение жесткости резинометаллических опорных подшипников скольжения // Вісник Східноукраїнського національного університету.- Луганськ: СНУ, 2001. - № 5(39) .- С. 91-94.

Здобувачем запропоновано методу та формули для визначення деформацій і виконані розрахунки жорсткості опорних вузлів.

3. Свиргун О.А. Основы расчета резинометаллических подшипников скольжения // Труды Одесского политехнического университета. – Одесса: ОГПУ.- 2001.- Вып. 5. – С. 170-172.

4. Свиргун О.А. Исследование деформаций рабочих поверхностей опорных резинометаллических подшипников // Вісник Харківського державного технічного університету сільського господарства. -Харків: ХДТУСГ.-2002.- Вип.10.- С. 343-346.

5. Свиргун О.А. Исследование характеристик резиновых подшипников // Вісник Харківського державного технічного університету сільського господарства. – Харків: ХДТУСГ, 2003. – Вип. 18.- С. 211-214.

6. Свиргун О.А. Методика расчета оптимальных форм рабочих поверхностей резиновых подшипников скольжения, смазываемых водой // Вісник Харківського державного технічного університету сільського господарства. – Харків: ХДТУСГ.- 2004.- Вип. 24. – С. 41-45.

7.Свиргун О.А. Влияние механических свойств и толщины резинового покрытия на рабочие характеристики подшипников скольжения // Вісник Харківського державного технічного університету сільського господарства. – Харків: ХДТУСГ.- 2004.- Вип. 26. – С. 269-273.

8. Свиргун О.А., Столбовой А.С. Тепловой расчет резинометаллических подшипников, смазываемых водой // Вісник інженерної академії України. – Київ: 2001.- № 3, ч. 2. С. 154-157.

Здобувачем запропонована методика визначення витрат води, яка проходить через деформовані канали, та розрахунку температур в навантаженій зоні.

9 Свиргун О.А, Столбовой А.С. Численное решение задачи деформирования резинометаллических подшипников скольжения // Материалы международной научно-технической конференции ”Информационные технологии: Наука, техника, технология, образование, здоровье.” – Харьков: ХДПУ.-1996.-ч. 2.- С. 185.

Здобувачем запропонована модель роботи підшипникового вузла та визначені режими тертя на окремих ділянках опорних поверхонь.

10. Свиргун О.А., Рябков А. И. Трение резинометаллических пар, смазываемых водой //Матеріали І Всеукраїнського з'їзду з теорії механізмів і машин з іноземною участю “Теорія механізмів машин і техносфера України ХХІ сторіччя.” Харків: 1997.-С.92.

Здобувачем запропоновано числові методи вирішення рівнянь гідродинаміки руху води та деформацій гумового шару.

АНОТАЦІЇ

Свіргун О.А. Розробка методики розрахунку та дослідження характеристик радіальних підшипників ковзання з матеріалів типу гуми. – *Рукопис*.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.02.02 – машинознавство. - Національний технічний університет „Харківський політехнічний інститут”, Харків, 2005.

Досліджено радіальні підшипники ковзання з матеріалів типу гуми зі змащенням водою. Встановлено, що покриття з малим модулем пружності деформуються в напрямку вирівнювання товщини водяної плівки і гідродинамічних тисків по центральній несучій площадці, яка обмежена вузьким гребенем на границях зі знизеним тиском. Розроблена методика розрахунку дозволяє визначати навантаження окремих частин підшипника, деформацію робочих поверхонь і водопостачальних каналів, товщину водяного шару, витрати від тертя і температуру в робочих зонах.

Дослідження характеристик підшипників в залежності від умов роботи, геометрії і механічних властивостей робочих поверхонь дозволяють визначати оптимальні форми опорних вузлів.

Ключові слова : гумовий підшипник ковзання, методика розрахунку, робочі характеристики, температурний режим, працездатність.

Свиргун О.А. Разработка методики расчета и исследование характеристик радиальных подшипников скольжения из материалов типа резины. – Рукопись.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.02.02 –машиноведение Национальный технический университет „Харьковский политехнический институт” Харьков, 2005.

Диссертация посвящена исследованию радиальных подшипников скольжения из материалов типа резины со смазкой водой, развитию теории расчетов подшипников с деформированными рабочими поверхностями и разработке уточненной методики расчетов для определения рациональных форм и пропорций проектируемых опорных узлов.

Теоретической основой разработанной методики расчета является совместное решение уравнений гидродинамики движения воды, уравнений равновесия и неизменяемости объема резиновых покрытий. Решение исходных дифференциальных уравнений реализовано численно на ЭВМ методом Гаусса после их аппроксимации с использованием полинома Ла-

гранжа для четырех точек. Выполнена оценка погрешностей, вносимых принятыми допущениями о применимости линейной теории упругости к материалам типа резины, погрешностей от замены дифференциальных уравнений алгебраическими и от рассмотрения плоских деформаций. Совместное решение уравнений движения и деформаций позволило создать физическую и математическую модели работы радиального подшипника скольжения, разделенного продольными водоподводящими каналами с деформируемыми рабочими поверхностями.

Теоретические исследования показали, что покрытия из материалов типа резины, обладающие малым модулем упругости, деформируются в направлении выравнивания толщины водяной пленки и гидродинамических давлений по центральной несущей площадке, ограниченной узким валиком, выступающим на выходной и торцовых границах с пониженным давлением. Установлено, что режим жидкостного трения в центральной части определяется толщиной водяной пленки и шероховатостью рабочих поверхностей, а в зоне запорных поясков практически всегда имеет место граничное трение.

Принятая модель работы подшипника позволяет определить распределение радиальной нагрузки между отдельными частями подшипника при заданном направлении силы и эксцентриситете, определяемом величиной радиального зазора и деформацией резинового слоя с изменяющимися формами опорных поверхностей. Толщина смазочного слоя над опорной поверхностью и зазор над запорными поясками, определяющие режимы трения в рабочей зоне, рассчитываются в зависимости от нагрузки, давления, скорости, температуры и вязкости воды методом последовательных приближений. Температура воды в рабочих зонах определяется по разработанной методике в зависимости от количества тепла, выделяющегося при трении, температуры подачи и объема прокачиваемой воды, зависящего от формы и размеров и гидравлического радиуса водоподводящих каналов, изменяющихся при деформации.

Степень допустимости принятых упрощений оценена при сравнении с результатами испытаний реальных подшипников, выполненных различными авторами для широкого диапазона конструктивных и эксплуатационных параметров.

Исследования основных рабочих характеристик радиальных подшипников скольжения в зависимости от условий работы, размеров опорных поверхностей и механических свойств резиновых покрытий показали необходимость выбора оптимальной твердости, монтажных зазоров и геометрии водоподводящих каналов. Увеличение твердости резинового слоя приводит к снижению деформаций, но способствует росту температурного уровня и снижению толщины смазочного слоя, что влияет на режим трения. Значительные деформации водоподводящих каналов, которые наблюдаются с уменьшением твердости, приводят к сни-

жению расхода охлаждающей воды и росту температур. Разработанная методика расчета позволяет принимать обоснованные решения при разработке новых конструкций опорных узлов.

Ключевые слова: резиновый подшипник скольжения, методика расчета, рабочие характеристики, температурный режим, работоспособность.

Svirgun O.A. Development of design procedure and study of characteristics of radial sliding bearings made of materials such as rubber. –Manuscript.

Thesis on competition of academic degree of candidate of engineering sciences on specialty 05.02.02 – Science of machines. –National technical university “Kharkov polytechnic institute”, Kharkov, 2005.

Radial sliding bearings made of materials such as rubber with lubrication by water have been investigated. It is established, that coatings with a small coefficient of elasticity are deformed in direction of alignment of water film thickness and hydrodynamic pressure on a central supporting area, which is bounded by narrow crest on the boundaries with undrepressure. Proposed design procedure allows determining loading on segments of bearing, deformation of working surfaces and water feed channels, water film thickness, losses caused by friction force and temperature in working areas.

Investigations of bearing characteristics depending on working conditions, geometry and mechanical properties of working surfaces allows to find the best shapes of bearing nodes.

Key words: rubber sliding bearings, method of computations, working characteristics, regime of temperature.

Автореферат

**РОЗРОБКА МЕТОДИКИ РОЗРАХУНКУ І ДОСЛІДЖЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК
РАДІАЛЬНИХ ПІДШИПНИКІВ
КОВЗАННЯ З МАТЕРІАЛІВ ТИПУ ГУМИ**

Свіргун Ольга Анатоліївна

Відповідальний за випуск: к.т.н. А.В.Міняйло

Підп. до друку 24.02.2005р. Формат видання 145x215.

Формат паперу 60x90/16. Папір офсетний. Друк ризографія.

Ум. друк. арк.0,9. Наклад 100 прим. Зам. №507519

Надруковано в типографії ППІ Ізрайлев Є.М.

Свідоцтво №04058841Ф0050331 від 21.03.2001 р.

61024, м. Харків, вул. Гуданова, 4/10.