УДК 621.822
DOI: https://doi.org/10.36887/2415-8453-2021-3-48

Ольга Анатоліївна СВІРГУН

кандидат технічних наук, доцент кафедри надійності та міцності машин і споруд ім. В. Я. Аніловича Державного біотехнологічного університету
ORCID ID: 0000-0001-6069-8269

Валентин Володимирович СВІРГУН

Аспірант кафедри мехатроніки та деталей машин Державного біотехнологічного університету
ORCID ID: 0000-0002-3024-3252

Роман Вікторович АНТОЩЕНКОВ

доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри мехатроніки та деталей машин Державного біотехнологічного університету
ORCID ID: 0000-0003-0769-7464

Іван Іванович БРИК

студент факультету мехатроніки та інжинірингу Державного біотехнологічного університету
E-mail: ivanbmw94@gmail.com

ВИЗНАЧЕННЯ ФОРМИ ДЕФОРМОВАНИХ РОБОЧИХ ПОВЕРХОНЬ В ГУМОМЕТАЛЕВИХ ПІДШИПНИКАХ КОВЗАННЯ

Свіргун О. А., Свіргун В. В., Антощенков Р. В., Брик І. І. Визначення форми деформованих робочих поверхонь в гумометалевих підшипниках ковзання. *Український журнал прикладної економіки та техніки*. 2021. Том 6. № 3. С. 358–364.

Анотація

В роботі здійснюється спроба дослідити форми деформації опорних поверхонь підшипників, що мають поверхню з матеріалу типа гуми, яка змащується водою. Гумові підшипники успішно застосовуються в тих випадках, коли вузол тертя повинен перебувати у воді або іншому рідкому середовищі. Разом з виконанням своїх безпосередніх функцій гумові підшипники можуть гасити вібрацію, шум і деякі перекоси валів. Суттєвою особливістю підшипників з поверхнею з матеріалів типу гуми є незвично низький модуль пружності гумового покриття, який в десятки тисяч разів менше модуля пружності металевих поверхонь. Вода як мастильний матеріал теж відрізняється від мінеральних масел значно меншою динамічною в'язкістю і має трохи більшу теплоємність і теплопровідність. Значно менша здатність води створювати на поверхнях, що труться, тонкі і міцні адсорбовані шари, які, як відомо, залежать від природи змащуючої речовини, поверхонь і характеру взаємодії молекул мастила і твердого тіла. Низька динамічна в'язкість води не дозволяє при звичайних умовах роботи гідродинамічних підшипників забезпечувати необхідну мінімальну товщину мастильного шару, який дозволяє з запасом компенсувати можливі похибки виготовлення, монтажу, силових і температурних деформацій. Спільним рішенням рівнянь гідродинаміки і рівнянь теорії пружності з урахуванням нестисканості гуми визначені форми деформованих робочих поверхонь в підшипниках ковзання з робочою поверхнею з матеріалу типу гуми. Це дозволяє вирішувати задачі визначення об'ємної деформації підшипника, оцінку загальних переміщень вала і визначення навантажень, що припадають на окремі опорні частини підшипника. У якості теоретичної бази використовуються другий закон Ньютона та закон збереження мас. Для оцінки деформацій пружних поверхонь використовуються методи теорії пружності. При навантаженні гуми мають місце три типа деформацій: пружні, високоеластичні і в'язкотекучі. При багатократному навантаженні спостерігається добра повторюваність значень деформації.

Ключові слова: *гумометалевий підшипник, змащування водою, форми деформації поверхонь*

© Ольга Анатоліївна Свіргун, Валентин Володимирович Свіргун, Роман Вікторович Антощенков, Іван Іванович Брик, 2021

Olha SVIRGUN

PhD in Technical Sciences, Associate Professor, V. Anilovich Department of Reliability and Durability of Machines and Structures, State Biotechnological University

Valentyn SVIRGUN

Postgraduate Student, the Department of Mechatronics and Machine Parts, State Biotechnological University

Roman ANTOSHCHENKOV

Doctor of Technical Sciences, Professor, the Department of Mechatronics and Machine Parts, State Biotechnological University

Ivan BRYK

Student, Faculty of Mechatronics and Engineering, State Biotechnological University

DETERMINATION OF THE SHAPE OF DEFORMED WORKING SURFACES IN RUBBER-METAL SLIDING BEARINGS

Svirgun, O., Svirgun, V., Antoshchenkov, R., Bryk, I.. *Ukrainian Journal of Applied Economics and Technology*. 2021. Volume 6. № 3, pp. 358–364.

Abstract

In this work, the attempt is made to investigate the deformation types of the bearing surfaces, they have a surface made of a material such as rubber, which is lubricated with water. Rubber bearings are successfully used in cases where the friction unit must be in water or another liquid medium. Along with performing their direct functions, rubber bearings can dampen vibration, noise and some shaft misalignments. The essential feature of bearings with a surface made of materials such as rubber is the unusually low elasticity modulus of the rubber coating, which is tens of thousands of times less than the elasticity modulus of metal surfaces. Water, as a lubricant, also differs from mineral oils in much less dynamic viscosity and has a slightly higher heat capacity and thermal conductivity. The significantly lower ability of water to create thin and strong adsorbed layers on the rubbing surfaces, which depend on the nature of the lubricant, surfaces and the nature of the interaction of oil molecules and a solid. The low dynamic viscosity of water does not allow, under normal operating conditions, hydrodynamic bearings to provide the required minimum thickness of the lubricating layer, which makes it possible to compensate with a margin for possible errors in manufacturing, installation, force and temperature deformations. By the joint solution of the equations of hydrodynamics and equations of the theory of elasticity, taking into account the incompressibility of rubber, certain forms of deformed working surfaces in plain bearings with a working surface made of a material such as rubber were considered. This makes it possible to solve the problems of determining the volumetric deformation of the bearing, assessing the total displacements of the shaft and determining the loads that fall on individual bearing support parts. As a theoretical basis, Newton's second law and the law of conservation of mass are used. Methods of the theory of elasticity are used to assess the deformations of elastic surfaces. When rubber is loaded, there are three types of deformations: elastic, highly elastic and viscous. Under repeated loading, good repeatability of the deformation values is observed.

Key words: *rubber-metal bearing, water lubrication, forms of deformed working surfaces, theory of elasticity.*

Вступ

Гумові підшипники успішно застосовуються в тих випадках, коли вузол тертя повинен перебувати у воді або іншому рідкому середовищі. Переваги гумометалевих підшипників: екологічність – вони мають змащення водою, що збільшує відтік тепла при охолодженні і не забруднює навколишнє середовище на відміну від оливи; вони легко адаптуються до вібрацій і в результаті дають зменшення вібрації і шуму; додаткові можливості – гумометалевий підшипник може працювати прямо у воді і не вимагає спеціальних ущільнюючих прокладок на відміну від звичайних підшипників, які потребують захисту від протікання оливи і потрапляння дрібних часток в підшипник.

Вода як мастильний матеріал відрізняється від мінеральних масел значно меншою динамічною в'язкістю і має трохи більшу теплоємність і теплопровідність. Значно менше також здатність води створювати на поверхнях, що труться, тонкі і міцні

адсорбовані шари, які, як відомо, залежать від природи змащуючої речовини, поверхонь і характеру взаємодії молекул мастила і твердого тіла.

Низька динамічна в'язкість води не дозволяє за звичайних умов роботи гідродинамічних підшипників забезпечувати необхідну мінімальну товщину мастильного шару, який дозволяє з запасом компенсувати можливі похибки виготовлення, монтажу, силових і температурних деформацій. Поверхня, яка вкрита гумою, за рахунок пружних деформацій дозволяє згладити виступаючі нерівності, але мінімальна товщина мастильного шару при розрахунках за класичною гідродинамічною теорією в багатьох випадках виходить менше шорсткості робочих поверхонь, що призводить до граничного тертя, яке підпорядковується іншим закономірностям.

Ще однією суттєвою особливістю підшипників з поверхнею з матеріалів типу гуми є незвично низький модуль пружності гумового покриття, який в десятки тисяч разів менше модуля пружності металевих поверхонь.

Відсутність закінченої теорії розрахунків підшипників при змащенні водою, протилежні точки зору різних авторів на закономірності перебігу робочого процесу в гумометалевих підшипниках [1, 2, 3] при змащуванні водою потребують створити фізичну модель, що описує поведінку поверхневого гумового шару, визначити форми деформованих робочих поверхонь в підшипниках ковзання з робочою поверхнею з матеріалу типу гуми. Це дозволить в подальшому вирішувати задачі визначення об'ємної деформації підшипника, оцінку загальних переміщень вала і визначення навантажень, що припадають на окремі опорні частини підшипника.

Формулювання цілей статті

Відсутність закінченої теорії розрахунків підшипників при змащенні водою, протилежні точки зору різних авторів на закономірності перебігу робочого процесу в гумометалевих підшипниках [1, 2, 3] при змащуванні водою потребують створити фізичну модель, що описує поведінку поверхневого гумового шару, визначити форми деформованих робочих поверхонь в підшипниках ковзання з робочою поверхнею з матеріалу типу гуми. Це дозволить в подальшому вирішувати задачі визначення об'ємної деформації підшипника, оцінку загальних переміщень вала і визначення навантажень, що припадають на окремі опорні частини підшипника.

Виклад основного матеріалу

У процесі руху при виникненні конфузорних мастильних щілин і появі гідродинамічного тиску відбувається пружне переміщення робочих поверхонь, яке викликає зміна самого тиску. Пружні переміщення гуми частково підпадають під дію законів контактної гідродинаміки

Рух рідини, що змащує в робочій зоні підшипника, описується двома законами: другим законом Ньютона або принципом Даламбера, вираженим векторним рівнянням руху Нав'є-Стокса, і законом збереження мас, вираженим скалярним рівнянням нерозривності. Після введення ряду припущень, що відносяться до природи нестисливої рідини, для сталого ламінарного руху в прямокутних координатах ці рівняння мають вигляд:

$$\rho\left(u\frac{\partial V}{\partial x}+v\frac{\partial V}{\partial y}+w\frac{\partial V}{\partial z}\right)=-grad\ p+\mu_t\nabla^2 V \quad (1)$$

$$\frac{\partial u}{\partial x}+\frac{\partial v}{\partial y}+\frac{\partial w}{\partial z}=0, \quad (2)$$

де ρ – щільність рідини;

$u,\ v,\ w$ – проєкції вектора швидкості на осі $x,\ y,\ z$;

$V,\ \ p(u,\ v,\ w)$ – вектор швидкості частинки рідини і тиск в даній точці простору $(x,\ y,\ z)$;

μ_t – динамічний коефіцієнт в'язкості;

$\nabla^2 \equiv \frac{\partial^2}{\partial x^2}+\frac{\partial^2}{\partial y^2}+\frac{\partial^2}{\partial z^2}$ – оператор Лапласа.

Ліва частина першого рівняння являє собою вектор сили інерції об'єму рідини.

Розглянемо двомірну течію малов'язкої нестисливої рідини. При введенні загальноприйнятих припущень ізотермічна течія води описується рівнянням Рейнольдса у вигляді:

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

де K_{xx} – коефіцієнт турбулентності. При ламінарному характері течії рідини K_{xx}= 1. Граничні умови по тиску $p = p_{01}$, якщо $x = x_1$, и $p = p_{02}$, якщо $x = x_2$.

Для оцінки деформацій пружних поверхонь широко застосовуються методи теорії пружності, які передбачають операції з деяким гіпотетично пружним тілом. Передбачається, що речовина пружного тіла безперервно розподілена по його об'єму, ідеальне тіло є однорідним, знаходиться при відсутності зовнішніх сил в природному стані, яке при даній температурі є стійкою формою рівноваги. Для деформації тіла необхідно прикладати зовнішні сили і витрачати певну кількість роботи, що повертається при видаленні зовнішніх сил. Технічні гуми виготовляються із суміші каучуку з наповнювачами, і розглядати їх як однорідне середовище можна лише наближено у випадках, коли найменший досліджуваний об'єм буде значно більше розмірів неоднорідних частинок. Похибка буде тим менше, чим більше в розглянутому об'ємі є неоднорідних частинок. У цьому випадку на підставі закону великих чисел до цього обсягу матеріалу можна застосовувати усереднені постійні показники, які можливо використовувати при розрахунках.

Специфіка будови гуми визначає особливості її поведінки. При додаванні навантаження розрізняють три види деформацій: пружні, високоеластичні і в'язкотекучі. При багаторазовому навантаженні і розвантаженні зразків після декількох циклів, які називають тренувальними, починає спостерігатися повторюваність величин деформацій від навантаження, що характерно для пружних матеріалів. У першому наближенні при деформаціях менших 10÷15% дослідники гумотехнічних виробів нехтують явищами гістерезиса і вважають гуму лінійно-пружним матеріалом. Внаслідок незмінності об'єму в області малих деформацій пружні властивості гуми можна характеризувати однією постійною – модулем зсуву. З ростом деформацій спостерігається зростаюче відхилення від лінійної залежності між навантаженням і деформацією. Експериментальні дослідження різних опорних підшипників [3] показали, що деформація їх опорних поверхонь зазвичай не перевищує наведеного вище інтервалу, для якого з певним ступенем похибки можна застосовувати закон Гука і принцип незалежності дії сил. Явища релаксації напружень, характерні для гуми, можна врахувати, замінюючи пружні постійні деякими функціями часу, які визначаються експериментально. Повільну зміну твердості і модуля пружності протягом тривалого проміжку часу можна враховувати при розрахунках на найближчий період і на віддалену перспективу, закладаючи необхідні запаси. Модуль зсуву гуми також є функцією від температури. Цей фактор звужує діапазон робочих параметрів, які визначаються розрахунковим шляхом при заданій температурі. Похибка розрахунків не досягає великих розмірів за рахунок того, що температура підшипника при змащенні водою практично завжди змінюється у вузьких межах і значно менше рівня температур опор на масляному змащенні. Розглядаючи усталений режим роботи, можна також знехтувати явищами саморозігріву, характерними для гумотехнічних виробів, що працюють при змінних навантаженнях.

На робочу поверхню гумового шару діє гідродинамічний тиск, який залежить від форми конфузорного зазору, що змінюється при деформаціях. Сили тертя на робочій поверхні і дотичні напруження при змащенні водою і рідинному режимі течії змащуючого матеріалу у багато разів менше сил гідродинамічного тиску. Інша сторона гумового шару закріплена на металевій основі. Бічні поверхні з боку вхідної і вихідної

кромки навантажені тисками в каналах, що підводять воду, які і є граничними умовами при гідродинамічному розрахунку (рис. 1).

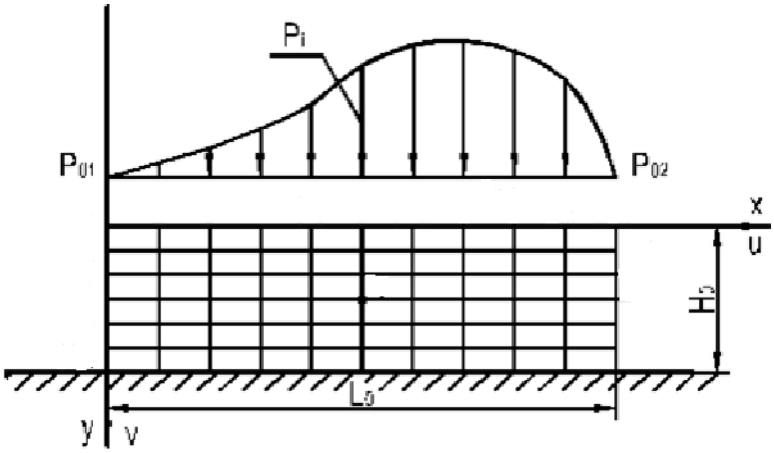

Рис. 1. Схема навантаження гумометалевої опорної поверхні

Закон Гука, з урахуванням згаданих вище припущень, для плоско-деформованого стану може бути представлений у вигляді залежностей

$$\sigma_x = G\left(2\frac{\partial u}{\partial x} + s\right), \quad (4)$$

$$\sigma_y = G\left(2\frac{\partial v}{\partial y} + s\right), \quad (5)$$

$$\sigma_z = Gs, \quad (6)$$

$$\tau_{xy} = G\left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y}\right), \quad (7)$$

де σ_x, σ_y, σ_z – нормальні напруження відповідно в напрямках осей x, y та z;

u и v – переміщення в напрямках осей x, y;

τ_{xy} – дотичне напруження в площині x, y.

Умова нестикуваності вимагає введення самостійної функції гідростатичного тиску в шарі гуми, яка визначається через нормальні напруження за формулою

$$s = \frac{1}{E}\left(\sigma_x + \sigma_y + \sigma_z\right) \quad (8)$$

Враховуючи, що коефіцієнт Пуассона для гуми $\mu = 0{,}5$, модуль зсуву знаходять з залежності

$$G = \frac{E}{2(1+\mu)} = \frac{E}{3}. \quad (9)$$

Послідовні рішення рівнянь гідродинаміки і рівнянь деформацій дозволили визначити напрям змін форми зазору і розподілу гідродинамічного тиску по робочій поверхні.

Гідродинамічний тиск, що виникає при русі, змазує рідини разом з однією з поверхонь конфузорного зазору, визначається розмірами опорної поверхні, швидкістю руху, динамічною в'язкістю води і розмірами мастильного шару. Тиск на робочих поверхнях, в свою чергу, визначає деформацію опорної частини і змінює розміри і форму зазору, які визначають нові значення гідродинамічного тиску [4, 6]. У реально працюючих конструкціях ці зміни відбуваються майже одночасно і при сталому режимі роботи форми зазору змінюються в незначних межах. Спостерігається поступове вирівнювання форми зазору таким чином, що поверхні прагнуть бути еквідистантним одна до одної за винятком зони, яка прилягає до вихідної кромки. Процес вирівнювання тисків і товщини мастильного шару пояснюється закономірностями поведінки пружної основи і закономірностями гідродинаміки. У місцях підвищеного тиску відбувається вдавлення поверхневого шару, а в сусідніх областях відбувається випинання гуми і зменшення товщини мастильного шару. У зоні зменшення товщини водяної плівки підвищується тиск, і ця поверхня знову опускається.

У даному гумометалевому підшипнику в зонах вхідної і вихідної кромки, де спостерігається випинання матеріалу і зменшення товщини мастильного шару, не може відбуватися повне перекриття вхідного і вихідного перерізів, так як хвиля деформацій має конфузорну ділянку, і при різкому зменшенні зазору настає значне зростання місцевого тиску, яке розкриває щілину.

Вхідна ділянка опорного сегмента утворюється скосом або вхідним радіусом. Цю ділянку слід розглядати як гідродинамічний клин, який має з боку входу тиск, що дорівнює тиску в водопідвідному каналі, а з іншого боку – тиску на основній ділянці

несучої поверхні. З боку вихідної кромки при досить довгих опорних поверхнях, а в більшості випадків відношення довжини робочої ділянки до висоти частини водопідвідного каналу перевищує 3÷4, спостерігається утворення вузького запірного валика. Такий же валик буде спостерігатися уздовж торцевих кромок, що різко знизить торцеві витрати з робочої зони. Мінімальна товщина мастильного шару в зоні торцевої кромки встановлюється автоматично і може бути визначена за умови балансу витрат рідини, що змащує.

Виходячи із зазначеного, можна прийняти модель роботи підшипників з матеріалу типу гуми, згідно з якою опорна поверхня в напрямку руху розділяється на три частини, показані на рис. 2.

Прийнята на підставі розрахунків модель роботи гумометалевого підшипника, що описує форму робочої поверхні у вигляді вхідної, опорної і запірної частин, схематично може бути представлена у вигляді триклинової поверхні, показаної на рис. 2 або двоклинової з вхідною частиною у вигляді радіуса, зображеного на рис. 3.

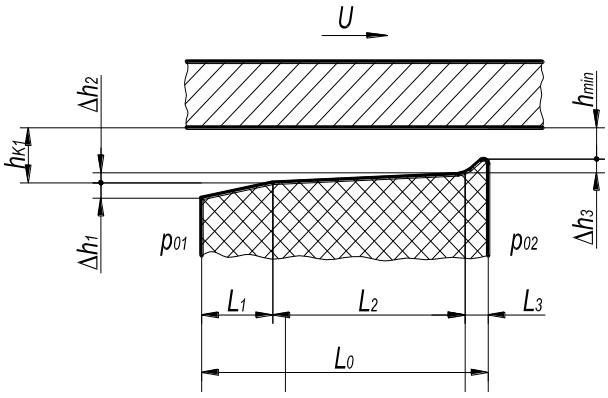

Рис. 2. Схема триклинової опорної поверхні гумометалевого підшипника

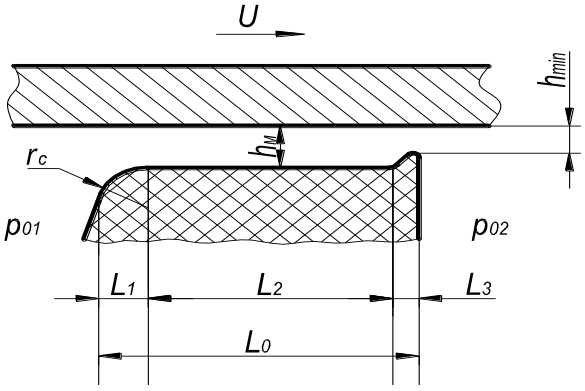

Рис. 3. Схема двоклинової опорної поверхні гумометалевого підшипника

Вхідна частина утворюється вхідною фаскою або вхідним радіусом, деформованими пружними переміщеннями гумового шару. Опорна несуча поверхня, яка еквідистантна до рухомої поверхні та знаходиться під практично постійним тиском, який визначається загальним навантаженням. Вузький валик уздовж вихідної кромки сприяє замиканню потоку води і створенню гідродинамічної підйомної сили. Аналогічний валик розташовується уздовж торцевих кромок опорної поверхні, зменшуючи витрати води в торцевому напрямку і сприяючи рівномірному розподілу тиску уздовж осі вала.

Розрахунки широкого діапазону габаритних розмірів гумометалевих підшипників при різних швидкостях і навантаженнях [5,7,8] показують, що в зоні запірної кромки розміри мастильної плівки менше критичних розмірів шорсткостей. Це свідчить про наявність в області вихідний і торцевих кромок досить великої кількості зон граничного тертя. Це надає помітного впливу на величину сумарних втрат і сумарного коефіцієнта тертя.

Висновки та перспективи подальших розвідок

Аналіз розрахунків показує, що можна прийняти модель роботи підшипників з матеріалу типу гуми, згідно з якою опорна поверхня в напрямку руху поділяється на три частини. Вхідна частина утворюється вхідною фаскою або вхідним радіусом, здеформованими пружними переміщеннями гумового шару. Опорна несуча поверхня, еквідистантна рухомій поверхні, знаходиться під практично постійним тиском, який визначається загальним навантаженням. Вузький валик уздовж вихідної кромки сприяє замиканню потоку води і створенню гідродинамічної підйомної сили. Аналогічний валик розташовується уздовж торцевих кромок опорної поверхні, зменшуючи витрати води в торцевому напрямку і сприяючи рівномірному розподілу тиску уздовж осі вала.

Розрахунки показують, що в зонах 1 і 2 товщина мастильної плівки зазвичай не перевищує висоти мікронерівностей вала, і на цій ділянці має місце рідинний режим тертя. На ділянках 3 та 4 (торцеві кромки) утворюється вузька щілина, розміри якої зазвичай менше висот мікронерівностей вала. На цій ділянці практично завжди буде режим граничного тертя. Дослідники, які стверджують, що підшипники з матеріалу типу гуми, які змащуються водою, працюють в умовах рідинного тертя, певною мірою мають рацію, тому що більша частина робочої поверхні працює саме в цьому режимі. Однак закономірності зміни гідродинамічного тиску в гумових підшипниках істотно відрізняються від тиску в металевих опорах. Граничне тертя на запірних поясках помітно впливає на силу тертя і температуру окремих ділянок гумового покриття.

Список літератури

1. Pieper H. Untersuchungen an wassergeschmierten Weichgummi – Gleitlagern. *Konstruktion*, 1970. Heft. 5, № 22. S. 179–187.
2. Коднир Д.С., Жильников Е.П., Байбородов Ю.И. Эластогидродинамический расчет деталей машин. М.: Машиностроение, 1988. 160 с.
3. Давыдов А.П. Резиновые подшипники в машиностроении. Л.: Машиностроение, 1968. 188 с.
4. 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.
5. Свіргун О.А., Гусєв О.В., Коломієць В.В., Свіргун В.П. Дослідження впливу напряму навантаження на робочі характеристики гумометалевих підшипників ковзання. *Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства*. Харків: ХДТУСГ, 2019. Вип. 205. С. 243–248.
6. Свиргун О.А., Столбовой А.С., Свиргун В.П. Методика расчетов резинометаллических подшипников скольжения, смазываемых водой. *Вісник СевНТУ. Вип. 110: Механіка, енергетика, екологія: Сб. наук. пр.* Севастополь: Вид-во СевНТУ, 2010. С. 273–278.
7. Свіргун О.А., Гусєв. О.В. Дослідження впливу швидкості на робочі характеристики гумометалевих підшипників ковзання. *Експлуатаційна та сервісна інженерія : матеріали XVI-го Міжнар. форуму молоді*, м. Харків. 28-29 трав. 2020 р. Харків : ХНТУСГ, 2020. С. 120–121.
8. Свіргун О.А., Гусєв О.В. Розрахунок гумометалевих підшипників водяних насосів. *Молодь і сільськогосподарська техніка у XXI сторіччі: матеріали XVI-го Міжнар. форуму молоді*, м. Харків. 25-26 трав. 2020 р. Харків: ХНТУСГ, 2020. С. 89.

References

1. Pieper, H. Untersuchungen an wassergeschmierten Weichgummi – Gleitlagern. *Konstruktion*, 1970. Heft 5, № 22. P. 179–187.
2. Kodnir, D.S., Zhilnikov, E.P., Baiborodov, Yu.I. (1988). *Jelastogidrodinamicheskij raschet detalej mashin*. [Elastohydrodynamic calculation of machine parts]. Mashinostroenie. Moscow. Russia.
3. Davydov, A.P. (1968). *Rezinovye podshipniki v mashinostroenii*. [Rubber bearings in mechanical engineering]. Mashinostroenie. St. Petersburg. Russia.
4. Svirgun, O.A. (2004). «Methods for calculating the optimal shapes of the working surfaces of rubber plain bearings, lubricated with water». *Visnyk Kharkivs'koho derzhavnoho tekhnichnoho universytetu sil's'koho hospodarstva*. Kharkiv: KhDTUSG, Issue 24, pp. 41–45.
5. Svirgun, O.A., Gusev, O.V., Kolomiets, V.V., Svirgun, V.P. (2019). «Investigation of the influence of the load direction on the working characteristics of rubber-metal plain bearings». *Visnyk Kharkivs'koho natsional'noho tekhnichnoho universytetu sil's'koho hospodarstva. Kharkiv: KhDTUSH*, Vol. 205, pp. 243–248.
6. Svirgun, O.A., Stolbovoy, A.S., Svirgun, V.P. (2010). «Method of calculations of rubber-metal plain bearings lubricated with water». *Visnyk SevNTU. Vyp. 110: Mekhanika, enerhetyka, ekolohiia. Sat. Science*. SevNTU, pp. 273–278.
7. Svirgun O.A., Gusev O.V. (2020). «Investigation of the influence of speed on the working characteristics of rubber-metal bearings». *Ekspluatatsijna ta servisna inzheneriia.* [Operational and service engineering]. *Materials of the XVI International. Youth Forum, Kharkiv.* May 28-29 2020. Kharkiv: KhNTUSG, pp. 120–121.
8. Svirgun, O.A., Gusev, O.V. (2020). «Calculation of rubber-metal bearings of water pumps». *Molod' i sil's'kohospodars'ka tekhnika u KhKhI storichchi.* [Youth and agricultural machinery in the XXI century]. Materials of the XVI International. Youth Forum, Kharkiv. May 25-26 Kharkiv: KhNTUSG, pp. 89.

Стаття надійшла до редакції 24.07.2021 р.