

Д. О. Кайота, аспірант, А. В. Загоруйко, доцент, канд. тех. наук (Сумський державний університет, м. Суми, Україна,), С. В. Паненко, начальник бюро опор та ущільнень (СНВО, м. Суми, Україна)

Аналіз теплового стану упорного колодкового підшипника ковзання

В роботі представлені результати експериментального дослідження та числового розрахунку упорного колодкового підшипника ковзання. Експериментальне дослідження дозволило отримати робочі характеристики упорного підшипника на різних режимах роботи в залежності від частоти обертання ротора, температури подачі масла в підшипник, та осьової сили, що діє на нього. Також було отримано максимальну несучу здатність підшипника при допустимому тепловому стані колодок. Числові методи розрахункової гідродинаміки та тепломасообміну дозволили провести числовий експеримент та отримати тепловий стан упорного підшипника, поля температур та розподіл тиску по поверхні колодок, а також величину мінімального масляного зазору та кут нахилу колодки при відповідній осьовій силі. Результати числового розрахунку було порівняно з результатами експерименту, що показало їх задовільний збіг.

Ключові слова: упорний підшипник, несуча здатність, експериментальне та числове дослідження, масляний зазор.

В работе представлены результаты экспериментального исследования и численного расчета упорного колодочного подшипника скольжения. Экспериментальное исследование позволило получить рабочие характеристики упорного подшипника на различных режимах работы в зависимости от частоты вращения ротора, температуры подачи масла в подшипник, и осевой силы, действующей на него. Также было получено максимальную несущую способность подшипника при допустимом тепловом состоянии колодок. Численные методы расчетной гидродинамики и тепломассообмена позволили провести численный эксперимент и получить тепловой состояние упорного подшипника, поля температур и распределение давления по поверхности колодок, а также величину минимального масляного зазора и угол наклона колодки при соответствующей осевой силе. Результаты численного расчета сравнивались с результатами эксперимента, что показало их удовлетворительное совпадение.

Ключевые слова: упорный подшипник, несущая способность, экспериментальное и численное исследование, масляный зазор.

The paper presents the results of an experimental study and a numerical calculation of a pad thrust sliding bearing. An experimental study allowed us to obtain the performance characteristics of the thrust bearing at different operating modes, depending on the rotor speed, the temperature of the oil supply to the bearing, and the axial force acting on it. The maximum bearing capacity was also obtained with the allowable thermal condition of the pads. Numerical methods of computational hydrodynamics and heat and mass transfer made it possible to carry out a numerical experiment and obtain the thermal state of the thrust bearing, temperature field and pressure distribution over the surface of the pads, as well as the minimum oil clearance and the pitch angle with a corresponding axial force. The results of a numerical calculation were compared with the experiment results, which gave a satisfactory correspondence.

Keywords: thrust bearing, bearing capacity, experimental and numerical study, oil clearance.

Постановка проблеми в загальному вигляді.

Упорні підшипники ковзання є важливими компонентами сучасних відцентрових компресорів та інших силових установок і використовуються для врівноваження осьових навантажень роторів, що обертаються. В останні роки багато досліджень спрямовані на підвищення несучої здатності при допустимому тепловому стані упорних підшипників (УП) з самоустановлюючими колодками (за рахунок підвищення максимального гідродинамічного тиску та наповненості епюри тиску масляного клину), але запропонованих заходів не завжди достатньо, щоб в повній мірі забезпечити необхідні робочі характеристики.

Аналіз останніх досліджень та публікацій.

Так наприклад, цілий ряд наукових статей присвячений дослідженню гідродинамічних підшипників з текстурованою поверхнею колодок. Аналіз конструкцій яких показав, що найбільший вплив на несучу здатність підшипника надає текстуровання канавками прямокутної та круглої форми [6–10]. Також актуальним являється створення конструкцій з додатковим охолодженням та покращеною вирівнювальною системою колодок [11].

Як відомо, досі основним інструментом досліджень механізму гідродинамічного змащення та підвищення ефективності роботи підшипників ковзання є експеримент, який дозволяє визначити більшість робочих характеристик: несучу здатність, момент тертя, витрати ма-

стила, температуру колодки та інші [1–5]. Але останнім часом все більше використовується комп'ютерне моделювання та розрахункові дослідження за допомогою програмних комплексів, основаних на числових методах обчислювальної гідродинаміки, тепломасообміну та планування експерименту [6–10].

Таким чином, можна зазначити, що актуальним на даний час є експериментальний та числовий аналіз теплового стану, який є одним з основних обмежуючих факторів при підвищенні несучої здатності упорного підшипника ковзання.

Постановка задачі дослідження. Числовий аналіз теплового стану упорного підшипника ковзання потребує розв'язання термогідродинамічної задачі за допомогою методів обчислювальної гідродинаміки та тепломасообміну з відповідною верифікацією отриманих результатів обчислювальних досліджень шляхом порівняння їх з результатами фізичного експерименту.

Викладення основного матеріалу досліджень.

Експериментальне дослідження. Випробування упорного підшипника проводилися на спеціалізованому модернізованому стенді випробувань дослідних модельних відцентрових ступенів відповідно до програми і методики випробувань. Перед складанням дослідного вузла був виконаний обмір колодок підшипника, в ході якого були виміряні товщина і шорсткість колодок.

На рисунку 1 а зображено схему експериментальної установки. Дослідний вузол підшипника складається з

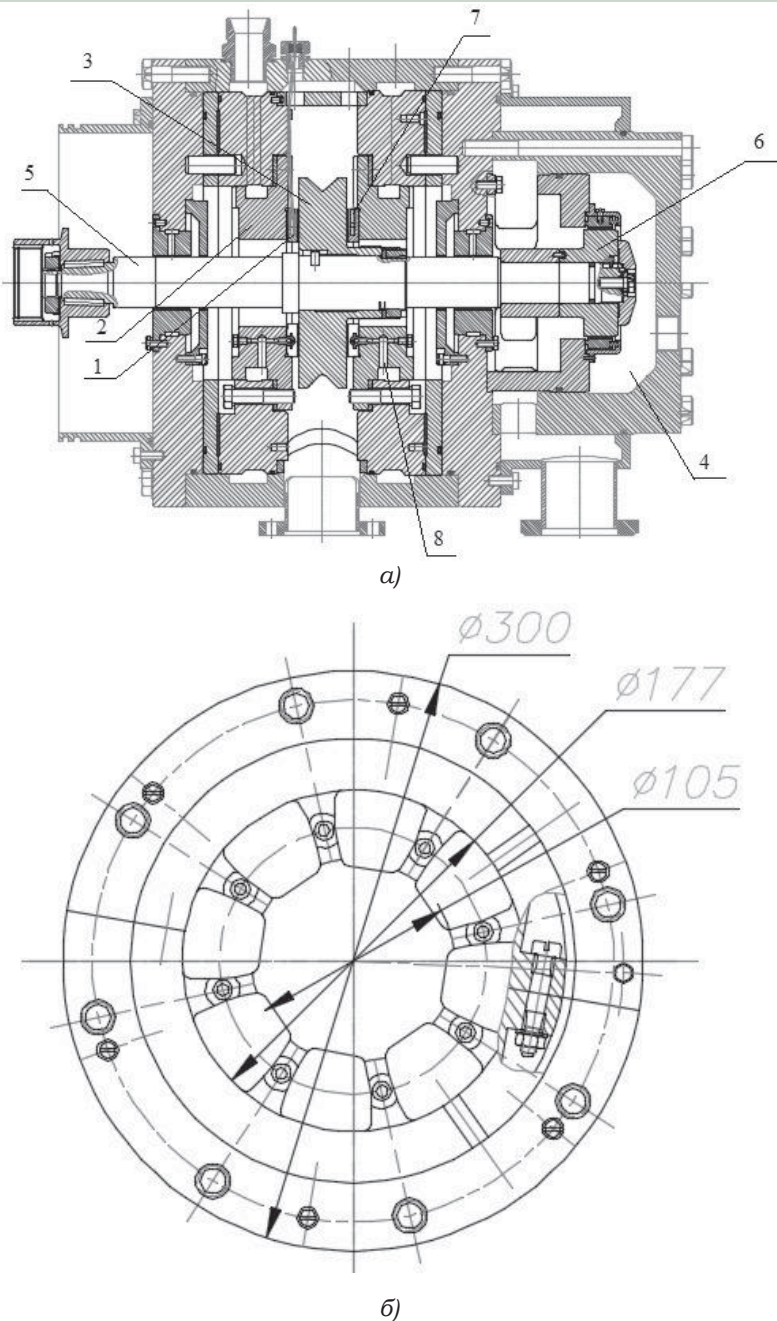


Рис. 1. Схема експериментальної установки (а) та упорного підшипника (б) (1 – колодки; 2 – корпус підшипника; 3 – упорний диск; 4 – навантажувальна камера, 5 – вал, 6 – навантажувальний диск, 7 – місце встановлення датчиків температури, 8 – підведення мастила)

корпусу 2, в якому встановлені колодки 1 та упорного диску 3. Упорний диск 3 закріплений на валу 5 і обертається разом з ним. Під час роботи установки диск 6 за рахунок сили тиску в навантажувальній камері 4 передає навантаження на колодки 1 упорного підшипника. Для створення мастильного клину та режиму гідродинамічного змащення між колодками і опорним диском організоване незалежне підведення мастила 8 до кожної колодки, які мають можливість повертатися на необхідний кут та самоустановлюватися в залежності від осевого навантаження та частоти обертання валу.

На рисунку 2 а показано дослідний вузол упорного підшипника. Підшипник складається з 8 колодок, які мають бабітове покриття товщиною 1 мм. На рисунку 2 б окремо показано колодки з встановленими в них термопарами, на рис. 1 а місце 7 встановлення термопар.

Експериментальне дослідження конструкції упорного восьми колодкового підшипника ковзання проводилось на спеціальній установці з метою перевірки працездатності та визначення основних робочих характеристик на наступних режимах:

1) Тиск мастила в навантажувальній камері пристрою змінювався в межах від 0,05 до 3,1 МПа (при цьому осьова сила варіювалася в межах від 1082 Н до 41257 Н) при постійному тиску мастила на вході в підшипник 0,15 МПа для частот обертання валу від 1000 до 9500 об/хв.;

2) Тиск мастила на вході в підшипник змінюється в діапазоні від 0,05 до 0,15 МПа при постійній частоті обертання ротора 9500 об/хв. для тиску мастила в навантажувальній камері 1,0 і 3,1 МПа (осьова сила змінювалася в межах від 12986 Н до 41257 Н).

В ході експериментального дослідження фіксувалися значення обертального моменту при стабілізованому режимі на блоці вимірювання крутильного моменту (БВКМ), встановленому на приводі стенду, в момент пуску валу при різних тисках в навантажувальній камері. Крім того, датчиками температури (термопарами), встановленими в кожній колодці, вимірювалась величина середньої температури та витратоміром (ротаметром) фіксувалась витрата мастила через підшипник. За допомогою датчиків вібропереміщення вимірювалась вібропереміщення валу. Після завершення випробувань проводилась ревізія підшипника, в ході якої були виміряні маса, товщина і шорсткість колодок підшипника. В результаті експериментального дослідження отримані зале-



Рис. 2. Дослідний вузол упорного підшипника (а) та колодки з встановленими в них термопарами (б)

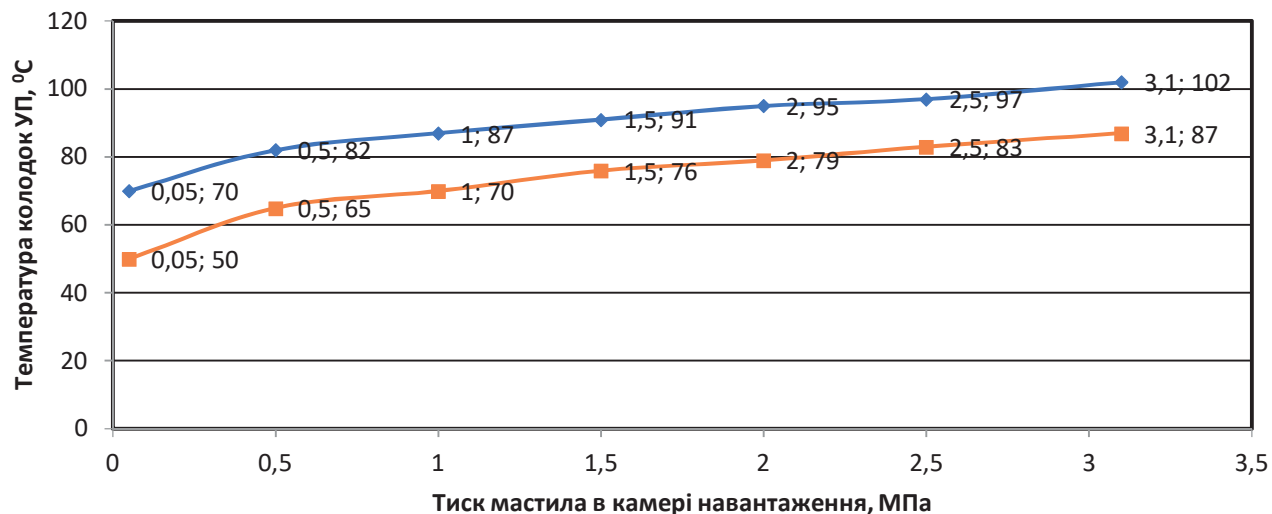


Рис. 3. Залежність між середньою температурою колодок УП і тиском мастила в камері навантаження при частоті обертання валу 9500 об/хв. і температурах мастила на вході в підшипник від 39 до 41 °C і 65 °C

жності середньої температури колодок від тиску мастила в камері навантаження при постійній частоті обертання валу 9500 об/хв (рис. 3) та від частоти обертання валу при постійних тисках мастила на вході в підшипник 0,15 МПа та в навантажувальній камері 3,1 МПа (табл. 1).

Числовий розрахунок

Розрахункова модель та граничні умови. В ході розрахункового дослідження за допомогою програмного комплексу ANSYS CFX спільно розв'язувалися задачі гідродинамічного змащення у рідинному мастильному шарі (ламінарна течія), конвективного теплообміну між рідиною та твердими деталями підшипника, теплопровідності та теплопередачі між твердими деталями підшипника. Розглядався сектор величиною 45°, який включає: опорний диск, мастильний шар, колодку та корпус підшипника (рис. 4). Розрахункову сітку (рис. 4) було створено в програмі ANSYS Meshing за допомогою методу MultiZone, який дозволяє побудувати структуровану гексаедричну сітку. По товщині мастильного шару було задано 10 елементів. В результаті розрахункова сітка складалася приблизно з 1,5 млн. гексаедричних елементів.

Задано відкриті граничні умови на вході і виході (Opening), температура подачі масла дорівнювала 60°C, тиск подачі масла 0,15 МПа, тиск на виході з підшип-

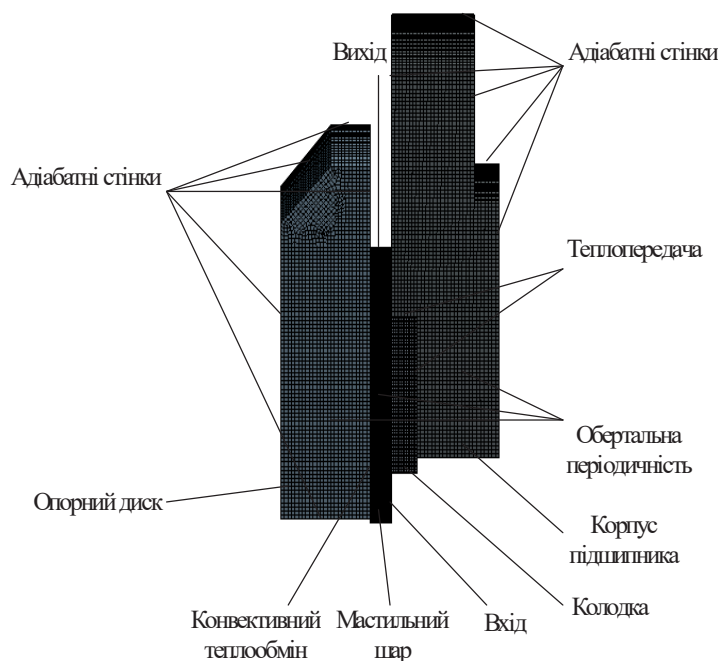


Рис. 4. Розрахункова сітка та граничні умови

Таблиця 1. Результати вимірювання параметрів упорного підшипника при тиску навантаження в камері 3,1 МПа, тиску подачі масла 0,15 МПа, температурі масла на вході в підшипник 60°C для частот обертання валу 1000 - 9500 об/хв

№	Назва параметра	Частота обертання валу, об/хв				
		1000	3000	5000	7000	9500
1	Тиск мастила в напірному колекторі, МПа	0.16	0.16	0.16	0.16	0.16
2	Тиск мастила на вході в упорний підшипник, МПа	0.15	0.15	0.16	0.16	0.15
3	Тиск мастила в системі навантаження, МПа	3.03	3.01	3.04	3.05	3.04
4	Частота обертання валу, об/хв	1041.7	3003.5	5069.4	7037	9467.6
5	Осьове зрушення валу випробувального стенду, мм	0.14	0.14	0.14	0.14	0.13
6	Температура масла в маслоблоці, °C	61.98	61.75	61.4	60.94	60.19
7	Температура робочих колодок УП тб, °C	73.00	83.00	90.00	95.00	98.00
8	Витрати мастила (сумарні), л/хв	31.91	31.89	31.91	32.12	31.94
9	Осьове навантаження, Н	40986.9	40716.3	41122.1	41257.4	41122.1

ника 0 МПа. На бічних частинах сектору моделі задані граничні умови обертальної періодичності. Між мастильним шаром і опорним диском та колодкою задані граничні умови конвективного теплообміну. Між колодкою і корпусом підшипника граничні умови теплопередачі. Задавалась обертальна швидкість від 1000 об/хв до 9500 об/хв на стінці мастильного шару зі сторони опорного диску. Протилежна стінка була нерухомою та мала постійним кут нахилу колодки, який становив $0,01^\circ$. Під час розрахунку змінювалась мінімальна товщина мастильного шару від 4 до 20 мкм в залежності від частоти обертання валу при постійному навантаженні. Основні термодинамічні властивості мастила: питома теплоємність, коефіцієнт динамічної в'язкості та густина змінювалися в залежності від тиску та температури та задавались емпіричними залежностями. Для спрощення розрахункової моделі та розрахунків на зовнішніх стінках опорного диску та корпусу підшипника були задані граничні умови адіабатної стінки.

Результати числового розрахунку та їх порівняння з експериментальними даними. Тепловий стан мастильного шару упорного колодкового підшипника ковзання представлено на рис. 5 а,б. Як видно з результатів, зі збільшенням частоти обертання валу значно підвищується максимальна та середня температура нагріву колодки, поле температур дещо зміщується і нагріває також мастило в міжколодковому просторі. Та-

ким чином, мастило в міжколодковому просторі не встигає охолоджуватися і на вхід наступної колодки поступає вже достатньо перегрітим, що не дозволяє підвищити несучу здатність підшипника.

Максимальний тиск на поверхні колодки (рис. 6 а, б) зі збільшенням частоти обертання валу навпаки зменшується, це пов'язано зі збільшенням мінімальної товщини мастильного шару (рис. 7), але площа максимального поля тиску збільшується (наповненість епюри мастильного клину), що забезпечує підтримання постійного осевого навантаження.

Тепловий стан у поперечному перетині розрахункової моделі упорного колодкового підшипника ковзання представлений на рисунку 8 а, б. Очевидно, що нагрівання підшипника відбувається за рахунок нагріву мастила у мастильному шарі. Чим більше частота обертання валу, тим більше прогриваються опорний диск, колодка і корпус підшипника. Конвективного охолодження за рахунок подачі свіжого мастила у міжколодковий простір недостатньо для зменшення температури нагріву підшипника. Необхідно застосовувати інші конструктивні заходи по охолодженню поверхні колодок підшипника.

Порівняння результатів числового розрахунку середньої температури колодок підшипника з експериментальними даними (рис. 9) показало достатньо задовільний збіг, максимальна розбіжність складає 5,8%.

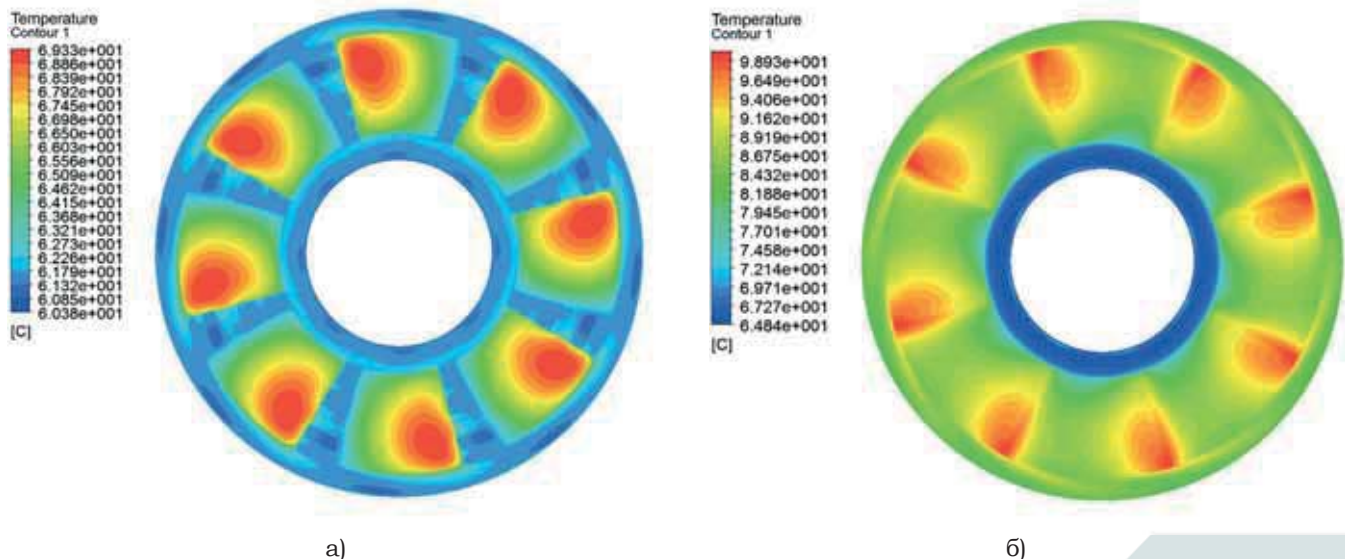


Рис. 5. Поле температур мастильного шару упорного колодкового підшипника ковзання при частотах обертання валу: 1000 об/хв (а), 9500 об/хв (б)

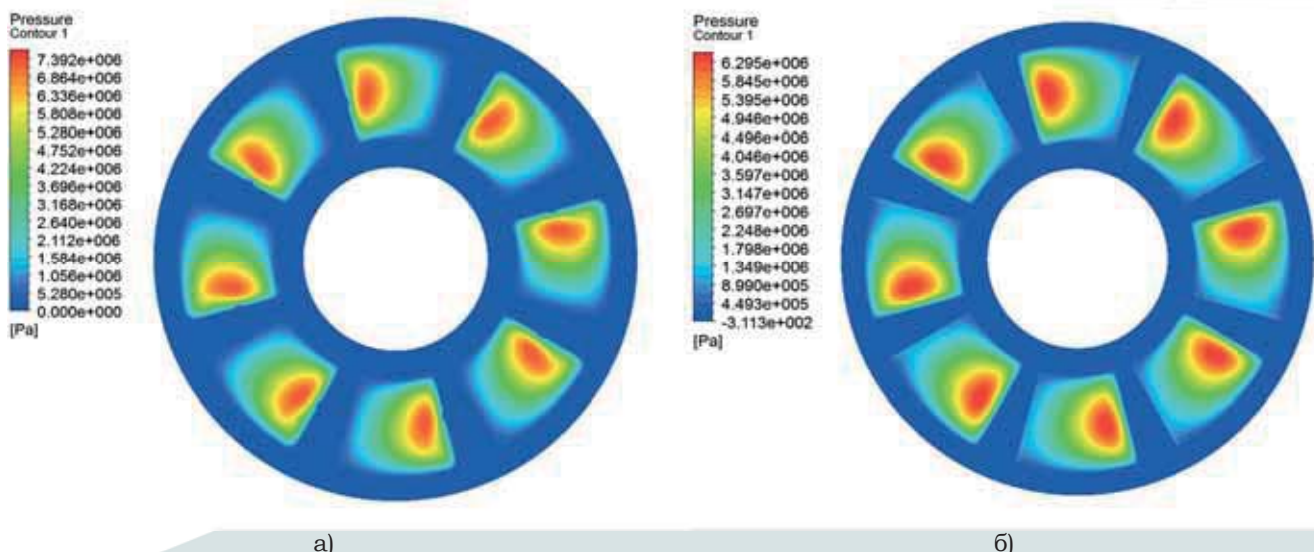


Рис. 6. Поле тиску мастильного шару упорного колодкового підшипника ковзання при частотах обертання валу: 1000 об/хв (а), 9500 об/хв (б)

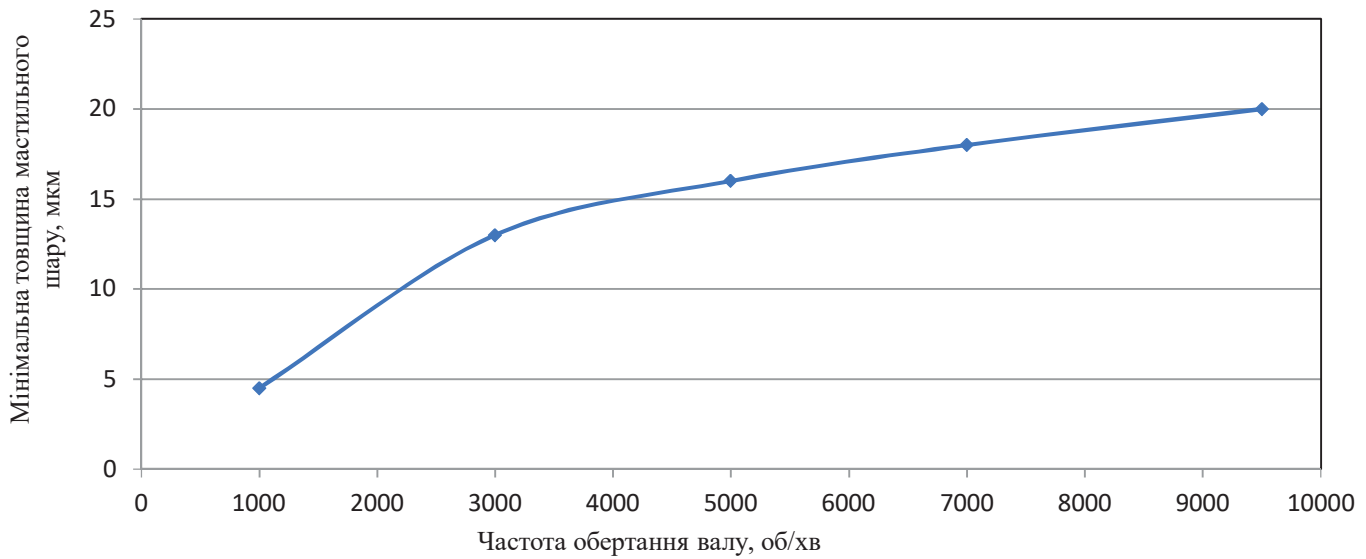


Рис. 7. Залежність мінімальної товщини масляного шару від частоти обертання валу

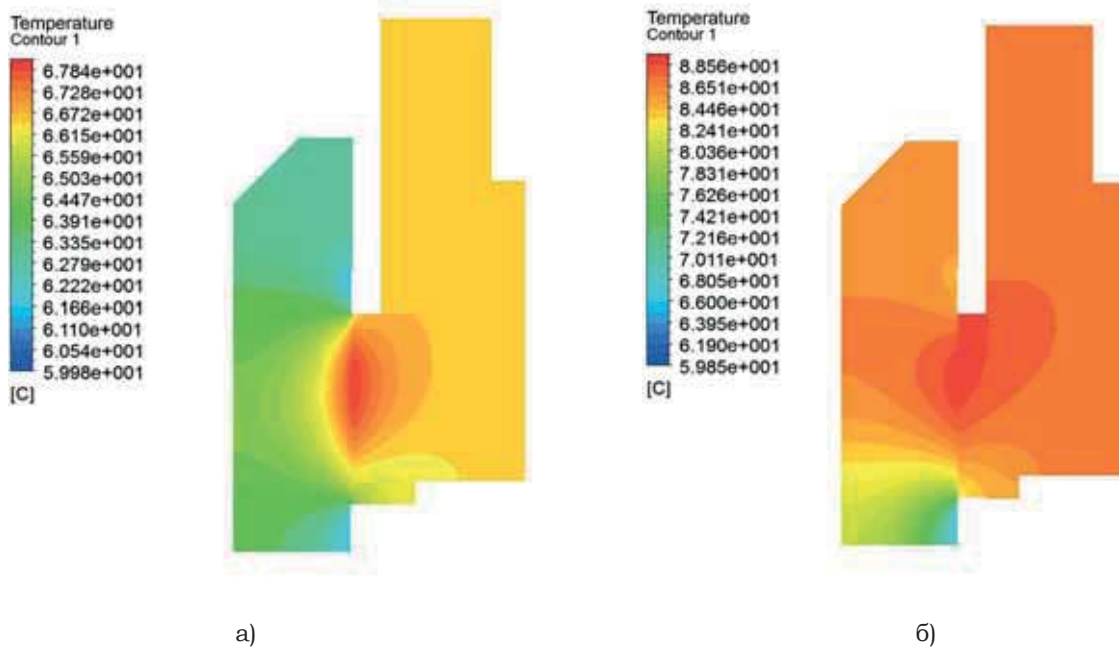


Рис. 8. Тепловий стан у поперечному перетині розрахункової моделі упорного колодкового підшипника ковзання при частотах обертання: 1000 об/хв (а), 9500 об/хв (б)

Висновки

1. Проведено експериментальне та числове дослідження теплового стану упорного колодкового підшипника ковзання. Отримано залежності середньої температури колодок від тиску мастила в камері навантаження при постійній частоті обертання валу та від частоти обертання валу при постійних тисках мастила на вході та в навантажувальній камері; поля температур і тиску масляного шару та тепловий стан у поперечному перетині розрахункової моделі упорного колодкового підшипника ковзання при різних частотах обертання; залежність мінімальної товщини масляного шару від частоти обертання валу. Визначено максимальну несучу здатність підшипника, яка при допустимій температурі 98 °С дорівнює 41000 Н.

2. Порівняння результатів числового розрахунку середньої температури колодок підшипника з експери-

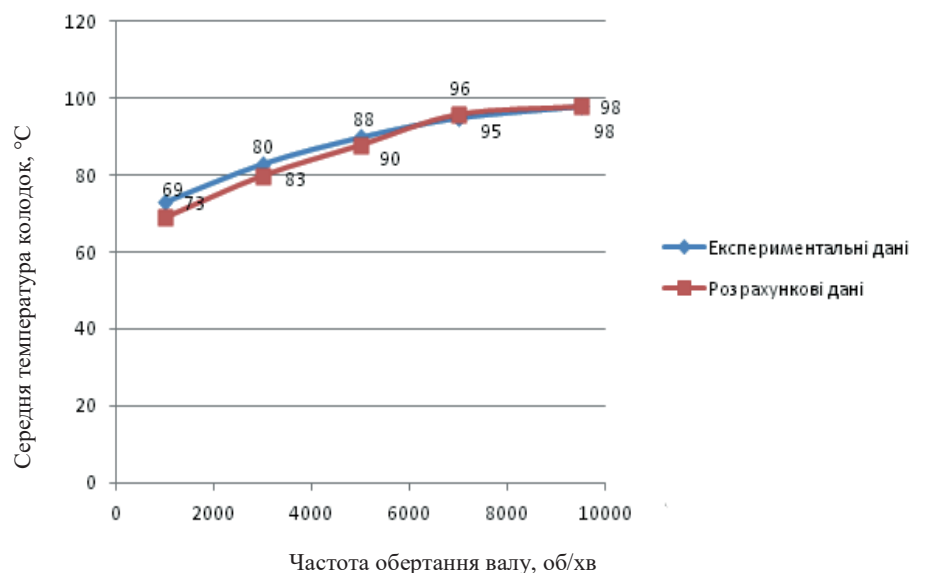


Рис. 9. Залежність середньої температури колодок від частоти обертання валу

ментальними даними показало їх достатньо задовільний збір, максимальна розбіжність складає 5,8%.

3. Аналіз результатів досліджень показав, що існує можливість підвищення несучої здатності упорного колдоджового підшипника ковзання за рахунок покращення його теплового стану.

Список використаної літератури:

1. Bavassano, F., Mantero, M., Traverso, R., Livermore-Hardy, R., & Blair, B. (2017). A system integration approach for heavy-duty gas turbine upgrades using improved rotor thrust predictions and application of advanced thrust bearing designs. Paper presented at the Proceedings of the ASME Turbo Expo, 5B-2017 doi:10.1115/GT2017-63647

2. Guo, A., Wang, X., Jin, J., Hua, D. Y., & Hua, Z. (2015). Experimental test of static and dynamic characteristics of tilting-pad thrust bearings. *Advances in Mechanical Engineering*, 7(7), 1-8. doi:10.1177/1687814015593878

3. Hagemann, T., Kraft, C., Blumenthal, H., & Schwarze, H. (2015). A study on energetic and hydraulic interaction of combined journal and thrust bearings. Paper presented at the Proceedings of the ASME Turbo Expo, 7A doi:10.1115/GT2015-43460

4. Harika, E., Bouyer, J., Fillon, M., & Hélène, M. (2013). Effects of water contamination of lubricants on hydrodynamic lubrication: Rheological and thermal modeling. *Journal of Tribology*, 135(4) doi:10.1115/1.4024812

5. Henry, Y., Bouyer, J., & Fillon, M. (2015). An experimental analysis of the hydrodynamic contribution of textured thrust bearings during steady-state operation: A comparison with the untextured parallel surface configuration. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, 229(4), 362-375.

doi:10.1177/1350650114537484

6. Charitopoulos, A., Fouflias, D., Papadopoulos, C. I., Kaiktsis, L., & Fillon, M. (2014). Thermohydrodynamic analysis of a textured sector-pad thrust bearing: Effects on mechanical deformations. *Mechanics and Industry*, 15(5), 403-411. doi:10.1051/meca/2014048

7. Fu, G., & Untaroiu, A. (2017). The influence of surface patterning on the thermal properties of textured thrust bearings. Paper presented at the American Society of Mechanical Engineers, Fluids Engineering Division (Publication) FEDSM, 1A-2017 doi:10.1115/FEDSM2017-69356

8. Fouflias, D. G., Charitopoulos, A. G., Papadopoulos, C. I., Kaiktsis, L., & Fillon, M. (2015). Performance comparison between textured, pocket, and tapered-land sector-pad thrust bearings using computational fluid dynamics thermohydrodynamic analysis. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, 229(4), 376-397. doi:10.1177/1350650114550346

9. Papadopoulos, C. I., Kaiktsis, L., & Fillon, M. (2014). Computational fluid dynamics thermohydrodynamic analysis of three-dimensional sector-pad thrust bearings with rectangular dimples. *Journal of Tribology*, 136(1) doi:10.1115/1.4025245

10. Zouzoulas, V., & Papadopoulos, C. I. (2017). 3-D thermohydrodynamic analysis of textured, grooved, pocketed and hydrophobic pivoted-pad thrust bearings. *Tribology International*, 110, 426-440. doi:10.1016/j.triboint.2016.10.001

11. Martsinkovsky, V., Yurko, V., Tarelnik, V., & Filonenko, Y. (2012). Designing thrust sliding bearings of high bearing capacity. Paper presented at the *Procedia Engineering*, 39 148-156. doi:10.1016/j.proeng.2012.07.019



Станция азотная мембранная винтовая передвижная АМВП-25/0,7

ИНЖИНИРИНГОВЫЙ
ПРОЕКТ



Инжиниринговые проекты и разработки по созданию новых эффективных технологий и методов предупреждения, локализации и ликвидации последствий пожаров в горных выработках, обеспечения безопасности ведения горных работ.

- производительность по газообразному азоту
- чистота
- давление нагнетания

25 нм³/мин
до 95%
0,7 МПа

Оборудование станции обеспечивает работу станции в двух режимах: это выработка газообразного азота заданных параметров и подготовленного (очищенного от механических примесей и масла) сжатого воздуха производительностью 67 м³/мин давлением 1,0 МПа. Метод газоразделения – мембранный.

Станция предназначена для эксплуатации как на шасси транспортного средства (полуприцеп-контейнеровоз, прицеп), так и в стационарном положении.

ПУБЛИЧНОЕ
АКЦИОНЕРНОЕ
ОБЩЕСТВО

Глуховский завод "ЭЛЕКТРОПАНЕЛЬ"



СОВРЕМЕННАЯ ТЕХНИКА
ДЛЯ РАЗЛИЧНЫХ ОТРАСЛЕЙ
НАРОДНОГО ХОЗЯЙСТВА.

Качественно. Надежно. Долговечно.



УКРАИНА, 41400, Сумская обл.
г. Глухов, ул. Индустриальная, 7
тел.: +38 /05444/ 222 27; факс: +38 /05444/ 228 29
e-mail: elpa-info@nicmas.com.ua

BUREAU VERITAS
Certification



ISO 9001