

УДК 621.822.2

УПОРНІ ПІДШИПНИКИ КОВЗАННЯ З САМОГЕНЕРОВАНИМИ ГІДРОСТАТИЧНИМИ ОПОРАМИ

В. С. Марцинковський,

канд. техн. наук

mbc@triz-ltd.com

ORCID: 0000-0002-4324-1360

К. Ю. Любченкоljubchenko@triz-ltd.com

ORCID: 0000-0002-5071-0305

А. О. Прокопенкоprokopenko@triz-ltd.com

ORCID: 0000-0002-5998-9808

А. Д. Лазаренкоlazarenko.a@triz-ltd.com

ORCID: 0000-0002-9190-7702

ТОВ «ТРИЗ» ЛТД

40020, Україна, м. Суми,

вул. Машинобудівників, 1

У статті розглянуті недоліки роботи високонавантажених упорних підшипників ковзання з механічними системами врівноваження, аналогічними системі врівноважування Кінгсбері. Сформульовані вимоги до конструкції упорних підшипників ковзання, що відповідають сучасному рівню розвитку динамічного обладнання, і розроблені способи й методи їх вирішення з метою вибору оптимальної конструкції упорних підшипників для усунення недоліків упорних підшипників із механічними системами врівноваження. Запропоновано конструкції упорних підшипників із використанням гідростатичної опори. Розглянуто сучасну конструкцію підшипника, розроблену фірмою ТОВ «ТРИЗ» ЛТД із механічними опорами несучих колодок, що найбільше відповідає вимогам оптимального вибору підшипника, з її перевагами й недоліками, притаманними всім механічними системам. Представлені результати робіт ТОВ «ТРИЗ» ЛТД із створення упорних підшипників ковзання із заміною механічної опори й механічного врівноваження упорних елементів на самогенеровані гідростатичні опори з використанням традиційних штатних маслосистем. Прийняті й реалізовані оригінальні технічні рішення дозволили, при забезпеченні несучої здатності сучасних упорних підшипників, зменшити просідання (осьове зміщення під навантаженням), збільшити демпфування осьових вібрацій до 2-х разів, зменшити як кількість деталей у 2–3 рази, так і габарити, знизити шум. Наведено конструкції розроблених упорних підшипників ковзання, що найбільше задовольняють вимогам оптимального вибору конструкції упорного підшипника, і порівняльні характеристики, отримані при їх випробуванні на підшипниковому стенді. Упорні підшипники ковзання з самогенерованими гідростатичними опорами рекомендуються використовувати при нових розробках роторного обладнання, а також при модернізації устаткування, що експлуатується з метою збільшення міжремонтного пробігу, скорочення часу регламентного обслуговування, підвищення надійності й ефективності обладнання за рахунок більшої питомої несучої здатності, ефективного демпфування, фактичного осьового зміщення від силового впливу.

Ключові слова: роторні машини, упорний підшипник ковзання, осьове просідання, демпфуюча здатність, гідростатична опора.

Вступ

При виборі упорних підшипників ковзання необхідно враховувати особливості роботи й експлуатації роторних машин. При роботі турбінного, компресорного, турбодетандерного, насосного та іншого обладнання можуть виникати умови осьової нестійкості ротора, які можуть бути спричинені нестационарністю осьового навантаження, осьовою вібрацією, роботою на нерозрахункових режимах. При великих осьових навантаженнях на ротор виникає значне осьове зміщення підшипників через податливість вирівнюючих систем, просідання колодок у місцях їх контакту, що призводить до несанкціонованих зупинок через блокування осьового зміщення [1]. Осьове просідання ротора негативно позначається на ефективності й вібраційному стані динамічного обладнання, особливо в машинах, що мають проточні частини з вузькими каналами ротора і статора й особливо з розташуванням ступенів спина до спина. Неоптимальне положення ротора щодо статора прискорює процес втомного руйнування робочих коліс, які працюють поблизу помпажного режиму, зумовлює зростання осьових вібрацій і сил, а також, як правило, передчасне зношування й подальший вихід з ладу упорного підшипника й аварійної зупинки динамічного обладнання.

У зв'язку з вищевикладеним актуальним завданням є створення упорних підшипників для усунення недоліків механічних систем врівноваження.

Огляд літератури

При проектуванні сучасних упорних підшипників необхідно враховувати вимоги технічних стандартів, таких як API-617 [2], згідно з яким треба забезпечити двократну несучу здатність. Зазвичай під час проектування це досягається збільшенням радіальних розмірів підшипників. При модернізації роторного обладнання така можливість здебільшого відсутня, тому застосовуються інші підходи й способи збільшення несучої здатності підшипників ковзання. Деякі дослідження й конструктивні рішення із збільшення несучої здатності спрямовані на зменшення перенесення гарячого мастила в підшипниках і використання різних способів подачі мастила до несучих вкладишів [3], застосування вихрових канавок [4], структурної поверхні ковзання вкладишів [5–6], усунення положення опори відносно центру вкладиша [7–8] та ін.

Як правило, упорні підшипники працюють із перекосами, причинами яких можуть бути температурне розцентрування агрегату, викликане нерівномірним подовженням фундаментних колон і різними силовими й тепловими розширеннями ротора і статора, неточності при виготовленні деталей підшипника, а також неточності збирання під час монтажу і ремонту. Для вирівнювання осьових навантажень часто використовують важільну систему Кінгсбері або підшипник з упорними колодками зі сферичною формою спирання. Підшипник Кінгсбері складніший за конструкцією і має великі осьові розміри, значне осьове навантаження на важільну систему, що призводить до осьової деформації та просідання від механічного стирання опор несучих елементів [7]. У даному випадку вирівнювання сферичним опором неефективне за умов граничного тертя [9].

У разі виникнення осьової збуджувальної сили підшипники можуть мати велику осьову вібрацію й високий рівень шуму. Отже, конструктивне демпфування вирівнюючої важільної системи або будь-яких інших механічних систем може виявитися недостатнім для гасіння осьової вібрації. У радіальних підшипниках для зниження радіальної вібрації використовують демпфуючу гідростатичну масляну плівку на тильній стороні вкладиша [10–11]. Дане рішення є ефективним як у перехідних, так і на номінальних режимах роботи динамічного устаткування.

При експлуатації роторних машин виникають електроерозійні ушкодження несучих поверхонь осьових і радіальних підшипників ковзання [12]. Існуючі струмомізмальні пристрої недостатньо надійні і не завжди є можливість їх установити в обладнання, що вже експлуатується [13].

Мета роботи

При проектуванні динамічного обладнання виникає проблема оптимального вибору конструкції упорного підшипника, яка задовольняла б вимогам:

- 1) забезпечення двократної несучої здатності відповідно до API-617;
- 2) малих осьових і радіальних габаритів;
- 3) забезпечення високоефективного вирівнювання навантаження на несучі елементи;
- 4) забезпечення демпфування осьових вібрацій;
- 5) шумозаглушення;
- 6) мінімізації осьового просідання від дії осьових сил;
- 7) виключення осьового просідання від механічного стирання опор несучих елементів;
- 8) сприйняття осьових сил при зворотному обертанні;
- 9) протекторного захисту й сигналізації при виникненні електроерозійного впливу електростатичними зарядами;
- 10) мінімізації енергоспоживання;
- 11) забезпечення тривалого міжремонтного пробігу;
- 12) простого і швидкого сервісного обслуговування.

Оскільки на сьогоднішній день жодна з відомих конструкцій упорних підшипників ковзання не відповідає повністю цим вимогам, автори поставили собі за мету створення упорних підшипників, які найбільш задовольняли б усі вимоги вибору оптимальної конструкції і істотно перевершували б за характеристиками традиційні упорні підшипники ковзання.

Самогенерована гідростатична опора й досвід роботи з упорними підшипниками

Інженери фірми ТОВ «ТРИЗ» ЛТД, що має досвід вирішення задач модернізації підшипникових вузлів, як перспективний напрям для запобігання просіданню механічних опор і рівномірного

розподілу навантаження по упорних колодках розглянули можливість використання частини тиску масляного клина для формування гідростатичного підвісу (рідинної опори) колодки.

Розробку підшипника з гідростатичним рідинним підвісом розпочато у 90-х роках. Так, при модернізації упорного підшипника корпусу високого тиску компресора «Babetta» виробництва СКД «Praha» фірма ТОВ «ТРИЗ» ЛТД розробила конструкцію упорного підшипника з колодками, що самовстановлюються, на гідростатичному підвісі (рис. 1). Принцип дії даного підшипника полягав у тому, що при його роботі кожна упорна колодка спирається на гідростатичну плівку, яка утворюється в результаті відбору частини витрати мастила гідродинамічного масляного шару з робочої поверхні колодки. При цьому в кармані, виконаному на тильному боці колодки, виникає гідростатичний тиск.

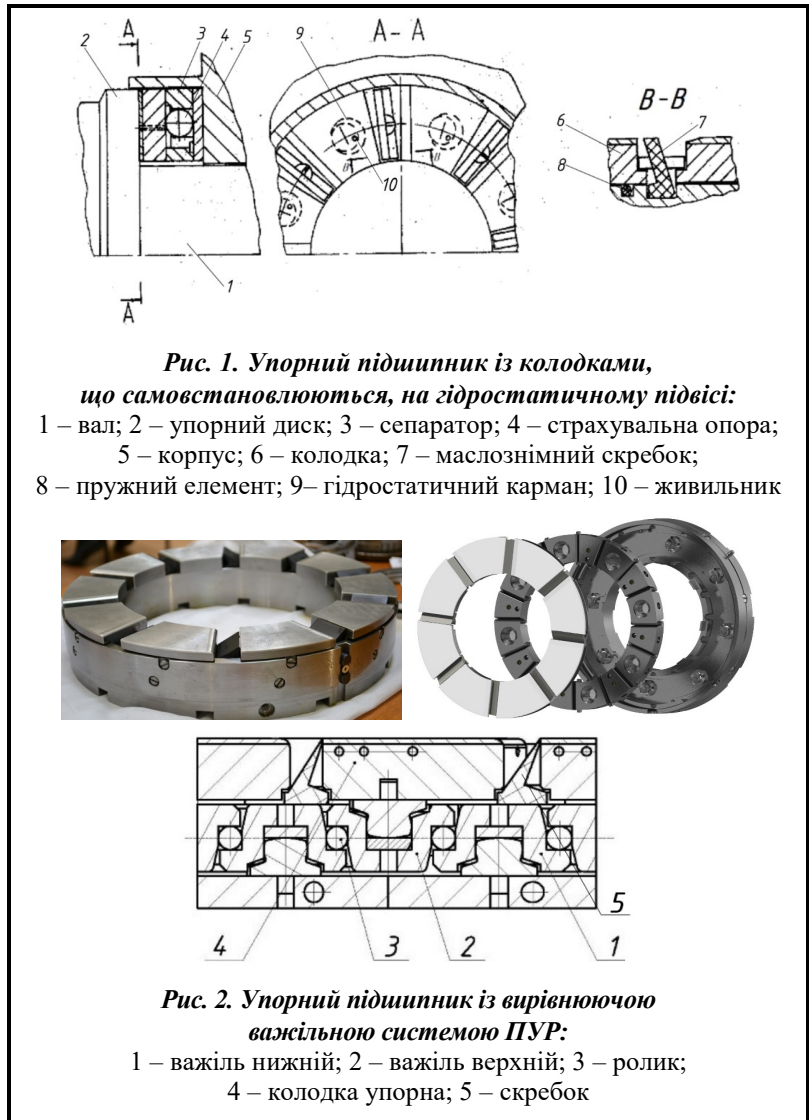
Оскільки провести випробування даної конструкції було неможливо, на невизначений час довелося відкласти розробку такого підшипника. Після створення стенду випробування підшипників ковзання робота зі створення упорних підшипників із колодками, що самовстановлюються, на гідростатичному підвісі, які найбільш

повно відповідали б вимог оптимального вибору, відновилася. Починаючи з вересня 2019 р. цей напрямок набув інтенсивного розвитку [14].

На сьогоднішній день найбільшу несучу й вирівнюючу здатність має конструкція упорного підшипника з вирівнюючою важільною системою ПУР. Сучасна конструкція ПУР (рис. 2), розроблена фірмою ТОВ «ТРИЗ» ЛТД, де між важелями встановлені ролики, дозволяє замінити тертя ковзання на тертя кочення. Таке конструктивне рішення дозволяє підвищити ефективність вирівнюючої системи підшипника [15]. Встановлені між колодками скребки дають змогу ефективно знімати й відводити гаряче мастило з попередньої колодки, а також спрямовувати підведення «холодного» мастила через скребок у несучий масляний шар. Скребок виконаний із зносостійкого, протизадирного й електропровідного матеріалу, що дозволяє відвести через себе електричний заряд роторних струмів на корпус підшипника, виключаючи протікання струму через його колодки, запобігаючи їх електроерозійному руйнуванню. Таким чином, упорний підшипник ПУР відповідає вимогам пп. 1, 9, 10, 11, частково пп. 2, 3, 8, 12, але не відповідає пп. 4, 5, 6, 7.

Упорний підшипник із самогенерованою гідростатичною опорою й гідростатичним вирівнюванням навантаження

Для усунення недоліків і збереження всіх переваг ПУР із механічною опорою і вирівнюючою важільною системою розроблено упорний колодковий підшипник із використанням гідродинамічного тиску масляного клина для формування гідростатичної опори колодок – ПУД [14]. Рідинні опори



утворюються при перетіканні частини мастила з гідродинамічного клина в карман на тильному боці колодки, що веде до утворення на ній епюри гідростатичного тиску, під дією якого колодка спливає на гідростатичній опорі і встановлюється в просторі таким чином, поки не настане рівновага сил і моментів (подібно до колодки з механічною опорою).

Застосування даної конструкції підшипника (рис. 3) усуває механічні опори з конструкції підшипника, тим самим виключає додаткове осьове просідання при зминанні і стиранні у процесі опорних поверхонь, що контактують, а також забезпечує зменшення осьового й радіального габаритів вузла.

Утворення на тильному боці колодки гідростатичного шару мастила в підшипнику забезпечує додаткове заглушення шуму й демпфування, що знижує осьову вібрацію й розгойдування ротора.

Для досягнення стійкості роботи ротора, за умови нерівномірного навантаження на несучі елементи й виключення осьового силового просідання механічної вирівнюючої системи підшипника, розроблено упорний підшипник із колодками, що самовстановлюються, зі сферичною самогенерованою гідростатичною системою вирівнювання – ПУДС (рис. 4). У такій конструкції між сферичними поверхнями несучого кільця і корпусу підводиться мастило з карману на тильному боці кожної з колодок. При сприйнятті підшипником осьового зусилля частина мастила з гідродинамічного клина перетікає через гідростатичний карман колодки в кільцеву канавку на сферичній поверхні несучого кільця. Між сферичними поверхнями утворюється епюра гідростатичного тиску, що дозволяє сферичній поверхні несучого кільця спливати на несучому шарі мастила і встановитися (повернутися) в потрібному положенні при впливі нерівномірного навантаження на колодки. Така конструкція дає змогу збільшити несучу здатність, забезпечити більше зниження шуму і демпфування, а також має здатність вирівнювати навантаження між колодками, що несуть, при цьому нерівномірність температурного поля на колодках менша за 2 °С.

Для порівняння, у сучасній механічній вирівнюючій системі ПУР досягається нерівномірність до 6 °С. При використанні традиційних важільних вирівнюючих систем різниця температури між максимально і мінімально навантаженою колодками може досягати 40 °С [9].

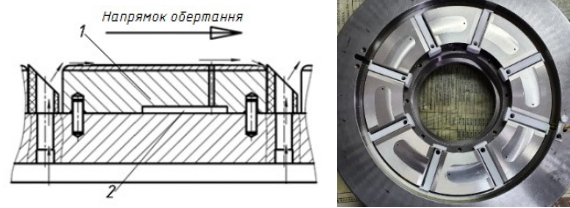


Рис. 3. Упорний підшипник із колодками, що самовстановлюються, на гідростатичній опорі ПУД:

1 – колодка; 2 – гідростатичний карман

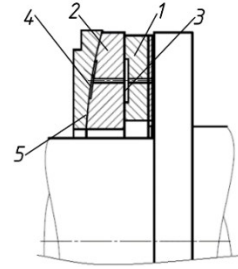


Рис. 4. Упорний підшипник колодковий зі сферичною самогенерованою гідростатичною системою вирівнювання ПУДС:

1 – колодка; 2 – несуче кільце; 3 – гідростатичний карман; 4 – кільцева канавка; 5 – сферична поверхня

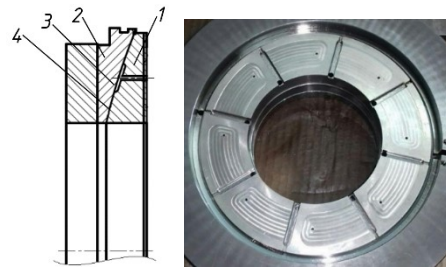


Рис. 5. Упорний підшипник сегментний зі сферичною самогенерованою гідростатичною системою вирівнювання ПУДСК:

1 – несуче кільце з сегментами; 2 – корпус; 3 – гідростатичний карман; 4 – сферична поверхня

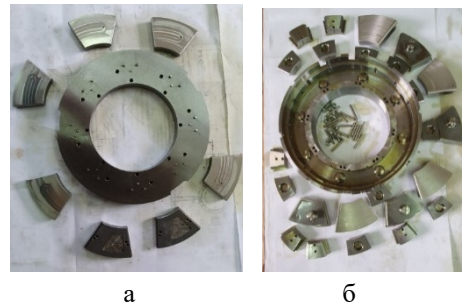


Рис. 6. Підшипник ПУДС із гідростатичною системою вирівнювання (а) і підшипник ПУР з вирівнюючою важільною системою (б)

а – 51 деталь; б – 109 деталей

При температурі мінімально навантаженої колодки 110 °С (максимально допустима температура для колодок з антифрикційним бабітовим шаром) [16] температура максимально навантаженої колодки може становити 150 °С, що є неприпустимим.

Таким чином, вибір колодкового підшипника ПУДС з самогенерованою гідростатичною системою вирівнювання забезпечує найвищу несучу здатність, дозволить більш суттєво знизити осьову вібрацію, забезпечити осьову стійкість ротора й ефективно перерозподіляти зусилля на несучі колодки при нерівномірності осьового навантаження.

Для забезпечення стійкої роботи ротора за умови нерівномірного навантаження на несучі елементи, а також додаткового зменшення осьового розміру осьової опори інженерами розроблено кільцевий сегментний упорний підшипник зі сферичною самогенерованою гідростатичною системою вирівнювання – ПУДСК (рис. 5).

У такій конструкції до сферичних поверхонь несучого кільця і корпусу підводиться мастило з клиноподібних сегментів. При сприйнятті підшипником осьового зусилля частина мастила з гідродинамічного клина несучих сегментів перетікає через отвори в упорному несучому кільці, у гідростатичні кармани на сферичній поверхні несучого кільця. Між сферичними поверхнями утворюється епора гідростатичного тиску, що дозволяє сферичній поверхні несучого кільця спливати на несучому шарі мастила і встановитися (повернутися) в потрібному положенні при впливі нерівномірного навантаження на сегменти.

Така конструкція, як і колодкова конструкція ПУДС, дає змогу забезпечити вузол додатково зниженням шуму й осьовим демпфуванням, а також здатність вирівнювати навантаження між клиноподібними сегментами.

Усі три види розроблених конструкцій упорних підшипників мають у 2–3 рази менше деталей, ніж підшипник із механічною опорою й важільною системою ПУР, що спрощує і скорочує час монтажу вузла (рис. 6).

Стендові випробування

На підшипниковому стенді фірми ТОВ «ТРІЗ» ЛТД (рис. 7) проведено випробування трьох видів конструкцій упорних підшипників із гідростатичними опорами. Для порівняльного аналізу також проводилися випробування упорного підшипника з вирівнюючою важільною системою ПУР в аналогічних габаритних розмірах.

Параметри стенду під час проведення експерименту:

- швидкість обертання – 1500–5000 об/хв;
- тиск подачі мастила – 1,2 кг/см²;
- витрата мастила через підшипник – 75 л/хв;
- температура подачі мастила: 40–43 °С;
- осьове зусилля на підшипник: 5–70 кН;
- місце встановлення температурного датчика в колодці/сегменті – термонавантажена зона біля виходу з колодки у напрямку обертання;
- місце встановлення датчика тиску – порожнина гідростатичного кармана/канавки на тильній стороні упорної колодки/упорного кільця;
- місце встановлення датчика переміщення торця валу – торцева кришка упорного підшипника.

Крім того, за умови підвищеної вібрації, спричиненої радіальним зміщенням осей валу ротора підшипника та валу приводу на 0,2 мм, додатково були проведені стендові випробування і вимірювання віброшвидкості на корпусі підшипника.

Графіки отриманих результатів експерименту наведено на рис. 8–11.

За результатами випробувань порівняні температурні режими роботи упорних підшипників (рис. 8). Невелика різниця температур на режимі високого навантаження 60–70 кН зумовлена наявністю додаткового демпфування у підшипниках ПУД, ПУДС, ПУДСК і перетворенням поглиненої енергії осьової вібрації на тепло. Осьове зміщення (осьове просідання) трьох підшипників із гідростатичною

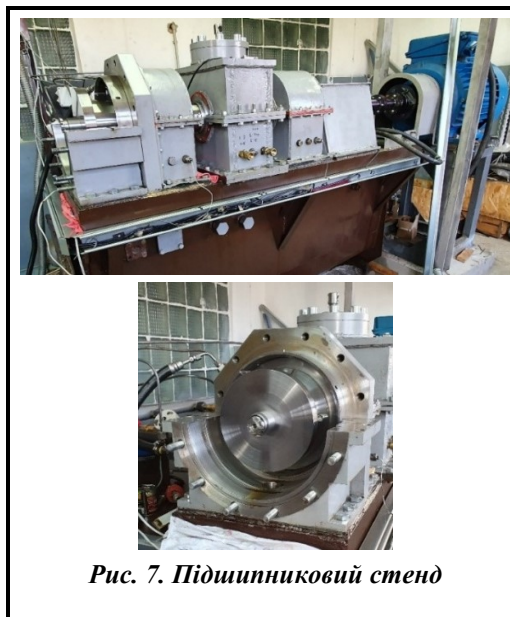


Рис. 7. Підшипниковий стенд

опорою значно менше, ніж у підшипника з механічною опорою і важільною системою, що пов'язано з відсутністю цієї системи в розроблених підшипниках (рис. 9). Мінімальне осьове зміщення спостерігається у кільцевого сегментного упорного підшипника ПУДСК. Це пояснюється відсутністю самовстановлюваних колодок і додаткової гідростатичної опори на тильному боці колодок. Реєстрація тиску в гідростатичних карманах/канавці (рис. 10), а також переміщення валу (рис. 9) підтверджують, що на звороті колодки підшипника ПУД і на сферичних поверхнях підшипників ПУДС і ПУДСК формується епіюра гідростатичного тиску, під дією якої відбувається спливання і встановлення несучих елементів (колодок й упорного кільця) при обертанні упорного диска. Випробування в умовах підвищеної вібрації (рис. 11) показали, що віброшвидкість у напрямку осі підшипника, що вимірюється на корпусі, менша у всіх трьох підшипників із гідростатичною опорою, порівняно з підшипником із механічною опорою й важільною системою ПУР. Нижче наведено таблицю зменшення рівня осьової віброшвидкості для підшипників із гідростатичними опорами порівняно з підшипником з важільною системою вирівнювання ПУР (табл. 1).

Зменшення рівня віброшвидкості пов'язане з наявністю в підшипників додаткового демпфування в самогенерованих гідростатичних опорах. Особливо це спостерігається на режимах підвищеної вібрації (резонанс системи) з високим осьовим зусиллям. Найбільш ефективно демпфування спостерігається у підшипника ПУДС, що пояснюється наявністю двох гідростатичних опор: на тильному боці колодок і на сферичній упорній поверхні несучого кільця.

Повторюваність експериментальних результатів забезпечувалася численними випробуваннями. Відмінності між результатами індивідуальних експериментів становили 1–6%.

Упорні підшипники ковзання з самогенерованими гідростатичними опорами рекомендується застосовувати при нових розробках роторних динамічних машин, а також при модернізації устаткування

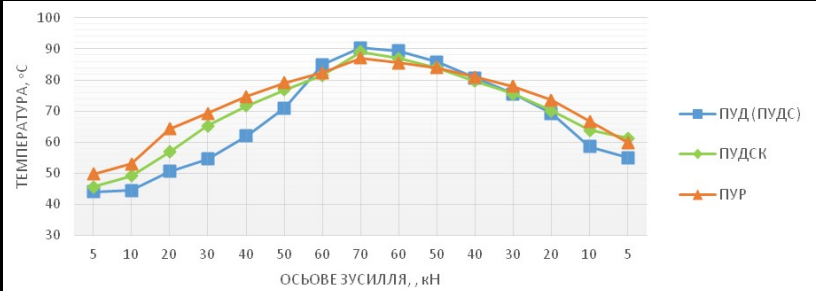


Рис. 8. Порівняння температурних режимів підшипників

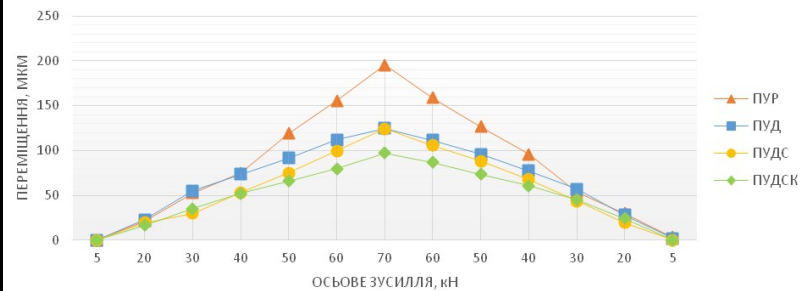


Рис. 9. Порівняння осьового зміщення підшипників

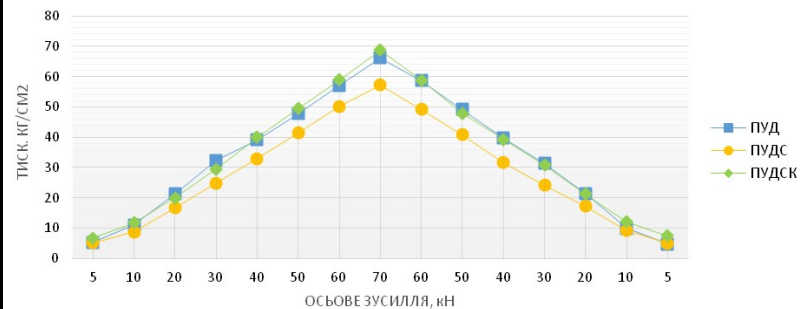


Рис. 10. Порівняння тиску в гідростатичному кармані/канавці

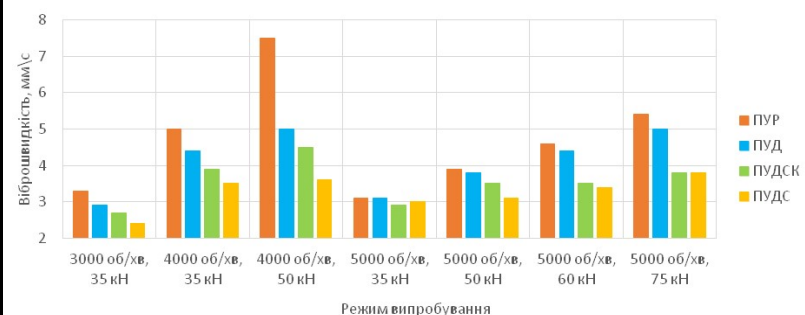


Рис. 11. Порівняння значень віброшвидкості, що вимірюється на корпусі підшипників

Таблиця 1. Зменшення рівня осьової віброшвидкості порівняно з ПУР

ПУД	ПУДС	ПУДСК
1–1,5 рази	1,03–2,1 рази	1,07–1,67 рази

ня, що експлуатується, із метою збільшення міжремонтного пробігу, скорочення часу регламентного обслуговування, підвищення надійності й ефективності обладнання за рахунок більшої питомої несучої здатності, ефективного демпфування, практичної відсутності осьових просадок від силового впливу.

Висновки

Для задоволення вимог вибору оптимальної конструкції упорного підшипника розроблені, виготовлені й успішно пройшли випробування упорні підшипники ковзання ПУД, ПУДС і ПУДСК із використанням гідродинамічного тиску масляного клина для формування гідростатичних опор несучих і вирівнюючих навантаження елементів. Такі конструкції найбільш повно відповідають вимогам вибору оптимального підшипника, усувають недоліки упорних підшипників із механічною опорою і вирівнюючою важільною системою ПУР. Розроблені оригінальні технічні рішення дозволили зменшити просідання (осьове зміщення під навантаженням), кількість деталей у 2–3 рази, осьові габарити, шум, осьові вібрації до двох разів, зберігши при цьому високу несучу здатність, що піднімають динамічне обладнання на високий експлуатаційний рівень надійності, ефективності й міжремонтного пробігу.

Література

1. Барцев И. В., Музалевский В. И., Тярсов А. К., Сава В. В. Подшипник скольжения для больших нагрузок. *Компрессоры и пневматика*. 2001. № 6. С. 12–13.
2. API STANDARD 617 Axial and centrifugal compressors and expander-compressors. 9th Edition. 2014.
3. Koch T., Laabid A. Reduction of hot oil carry over in high speed running turbo application bearings. Book of Abstracts 12th EDF / Prime Workshop: Futuroscope, September 17 & 18, 2013 "Solutions for performance improvement and friction reduction of journal and thrust bearings". P. 6.
4. Schüller E.; Berner O. Improvement of tilting-pad journal bearing operating characteristics by application of eddy grooves. *Lubricants*. 2021. Vol. 9. Iss. 2. Paper ID 18. 14 p. <https://doi.org/10.3390/lubricants9020018>.
5. Henry Y., Bouyer J., Fillon M. Experimental analysis of the hydrodynamic effect during start-up of fixed geometry thrust bearings. *Tribology International*. Vol. 120. P. 299–308. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2017.12.021>
6. Henry Y., Bouyer J., Fillon M. 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*. 2015. Vol. 229. Iss. 4. P. 362–375. <https://doi.org/10.1177/1350650114537484>.
7. Воскресенский В. А., Дяков В. И. Расчет и проектирование опор скольжения: справочник. М.: Машиностроение, 1980. 224 с.
8. ISO 12130-1:2001 Sliding bearings: Hydrodynamic sliding tilting pad thrust bearings under steady-state conditions. Part 1: Calculation of tilting pad thrust bearings.
9. Сережкина Л. П., Зарецкий Е. И. Осевой подшипник для больших паровых турбин. М: Машиностроение, 1988. 176 с.
10. Nelson D. V., Hollingsworth L. W. The fluid pivot journal bearing. *ASME. Journal of Lubrication Technology*. 1977. Vol. 99. Iss. 1. P. 122–127. <https://doi.org/10.1115/1.3452958>.
11. Harangozo A. V., Stolarski T. A. Fundamental dynamic performance of fluid-pivot and squeeze-film damper bearings. *Tribology International*. 1993. Vol. 26. Iss. 6. P. 413–419. [https://doi.org/10.1016/0301-679X\(93\)90081-B](https://doi.org/10.1016/0301-679X(93)90081-B).
12. Чичинадзе А. В. Трение, износ и смазка. М.: Машиностроение, 2003. 576 с.
13. Патент RU 92747 U1, H01R 39/02. Защитное токосъемное устройство. Опубликовано 27.03.2010. В1 RF.
14. Martsynkovskyy V., Liubchenko K., Prokopenko A., Lazarenko A. Thrust bearing with fluid pivot. *Journal of Physics: Conference Series*. 2020. Vol. 1741. Paper ID 012038. <https://doi.org/10.1088/1742-6596/1741/1/012038>.
15. Martsynkovskyy V., Yurko V., Tarelnik V., Filonenko Yu. Designing thrust sliding bearings of high bearing capacity. *Procedia Engineering*. 2012. Vol. 39. P. 148–156. <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2012.07.019>.
16. ISO 12130-3:2001 Sliding bearings: Hydrodynamic sliding tilting pad thrust bearings under steady-state conditions. Part 3: Guide values for the calculation of tilting pad thrust bearings.

Надійшла до редакції 20.04.2022