

Херсонський національний технічний університет

(повне найменування вищого навчального закладу)

Інженерії та транспорту

(повне найменування інституту, назва факультету (відділення))

Автоматизації, робототехніки і мехатроніки

(повна назва кафедри (предметної, циклової комісії))

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

магістра

на тему: «Удосконалення підшипникових вузлів компресорів холодильної техніки та підвищення їх зносостійкості»

Пояснювальна записка

Виконав: студент 6 курсу, групи 6М

Спеціальності 133 - Галузеве

машинобудування

(шифр і назва спеціальності)

Удалов М.М.

(прізвище та ініціали)

Керівник Дмитрієв Д.О.

(прізвище та ініціали)

Рецензент Русанов. С. А.

(прізвище та ініціали)

Херсон, Хмельницький – 2024

					ХНТУ 13303 ПЗ	Арк.А
Ізм../	Арк.А	№ докум.№	ПідписПі	Дата		1

Херсонський національний технічний університет

(повне найменування вищого навчального закладу)

- Інститут, факультет, відділення _____ інженерії та транспорту
- Кафедра, циклова комісія Автоматизації, робототехніки та мехатроніки
- Освітньо-кваліфікаційний рівень _____ магістра
- Напрямок підготовки _____
- Спеціальність _____ 133-Галузеве машинобудування

- (шифр і назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри, голова циклової комісії _____

_____ Д.О. Дмитрієв

« _____ » _____ 2023 року

ЗАВДАННЯ

НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ МАГІСТРА

Удалову Миколі Миколайовичу

1. Тема проекту (Удосконалення підшипникових вузлів компресорів холодильної техніки та підвищення їх зносостійкості).

Керівник проекту (роботи) _____ Дмитрієв Д.О., д.т.н., доц.

(прізвище, ім'я, по батькові наукова ступінь, вчене звання)

Затвердженні наказом вищого навчального закладу від 05.10.2023 року № 404-с.

2. Строк подання студентом проекту (роботи) _____ 08,01,2024р.

3. Вихідні дані по проекту (роботи) конструкції компресорів холодильної техніки побутового та промислового призначення, умови роботи підшипникових вузлів, схеми встановлення і монтажу, розрахункові залежності і коефіцієнти зносостійкості підшипників, механічні властивості матеріалів підшипників і деталей компресорів, склад і властивості мастильних речовин, методи випробування зносостійкості.

Ізм..I	Арк.А	№ докум.№	ПідписПі	Дата

ХНТУ 13303 ПЗ

Арк.А

| 2

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) теоретичне обґрунтування процесів удосконалення підшипникових вузлів компресорів холодильної техніки, патентний пошук, технологічний розрахунок параметрів робочого процесу, розрахунок підшипника та його підбір для компресора, розробка модернізованої конструкції з покращеними характеристиками.

5. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв
Конструкторський	Дмитрієв Д.О.	05.10.23	05.10.23
Дослідницький	Дмитрієв Д.О.	05.10.23	05.10.23
Охорона праці	Кузнецов С.І	05.10.23	05.10.23

Дата видачі завдання 05.10.23

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної Роботи	Срок виконання етапів роботи	Примітка
1	Підбір і огляд літератури	13.09.23	
2	Огляд типів компресорів та їх параметрів	22.09.23	
3	Аналіз характеристик підшипникових вузлів	31.09.23	
4	Патентний огляд прогресивних рішень	12.10.23	
5	Розробка конструкційної частини	24.10.23	
6	Оформлення ПЗ і плакатів	09.12.23	
7	Завершення оформлення проекту	26.12.23	

Студент _____ Удалов М.М.
(підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник роботи _____ Дмитрієв Д.О.
(підпис) (прізвище та ініціали)

					ХНТУ 13303 ПЗ	Арк.А 4
Ізм../	Арк.А	№ докум.№	Підпис/і	Дата		

РЕФЕРАТ

Кваліфікаційна робота магістра студента Удалова Миколи Миколайовича на тему «Удосконалення підшипникових вузлів компресорів холодильної техніки та підвищення їх зносостійкості» містить 72 аркушів розрахунково-пояснювальної записки, 25 рисунків, 11 таблиць, список посилань 18 найменувань. Графічна частина складається з презентаційної роботи, який складається з 7 графічними даними

В роботі розглянуті особливості конструкцій та схем сучасних підшипникових вузлів, патентний пошук прогресивних рішень за темою, виконані розрахунки робочого органу підшипника та основних параметрів процесу.

					ХНТУ 13303 ПЗ	Арк.А
Ізм..І	Арк.А	№ докум.№	ПідписПі	Дата		5

АНОТАЦІЯ

В кваліфікаційній роботі магістра студента Удалова Миколи Миколайовича на тему «Удосконалення підшипникових вузлів компресорів холодильної техніки та підвищення їх зносостійкості» розглянуті особливості конструкцій та схем сучасних підшипникових вузлів, проведений патентний пошук прогресивних рішень за темою, виконані розрахунки робочого органу та основних параметрів процесу. Проведені розрахунки технологічний розрахунок параметрів робочого процесу, запропоновані методи покращення довговічності для підшипників, рахунок довговічності вузла опори, розрахунок і підбір підшипників.

ABSTRACT

In the qualification thesis of the master's student Mykola Mykolayovych Udalov on the topic "Improvement of bearing units of refrigeration compressors and increasing their wear resistance" features of structures and schemes of modern bearing units were considered, a patent search for progressive solutions on the topic was carried out, calculations of the working body and the main parameters of the process were performed. Performed calculations, technological calculation of parameters of the work process, proposed methods of improving the durability of bearings, calculation of the durability of the support unit, calculation and selection of bearings.

					ХНТУ 13303 ПЗ	Арк.А
Ізм..І	Арк.А	№ докум.№	ПідписПі	Дата		6

ЗМІСТ

1.-Теоретична частина.	8
1.1.- Компресори, значення, пристрій, параметри роботи;	8
1.2-Типи та класифікація компресорів;	11
1.3.-Параметри роботи компресорів.	21
2.-Загальна характеристика підшипникових вузлів холодильної техніки	
2.1-Класифікація підшипникових вузлів в компресорі;	23
2,2.-Сучасні тренди підшипникових вузлів, технології «І.о.Т» для підшипникових вузлів;	33
2.3.-Вдосконалені матеріали та обробка підшипників;	37
2.4.-Механізми діагностики та самовідновлення;	39
3.-Конструкторська частина.	
3.1. – Загальні технічні умови для підшипників кочення	44
3.2. - Приклади розрахунку експлуатаційних характеристик та довговічності підшипників кочення	57
3.3. - Огляд патентних рішень	64
3.4 - Розробка модернізованої конструкції з покращеними характеристиками	69
4 – Висновок	71
5 – Список літератури	72

1. Теоретична частина

1.1 Компресори, значення, пристрій та параметри роботи.

Компресори у системах холодильної техніки відіграють важливу роль та основним компонентом в таких пристроях як: Холодильник, морозильна камера, кондиціонер та багато інших пристроїв, які використовують для охолодження та заморожування.

Компресор – пристрій, який є відповідальним за утворення в системі високого тиску та стискання хлорогентної речовини (найчастіше речовина називається фреоном) до рідкого стану. Іншими словами це замкнута система, яка заповнена охолоджувальною речовиною і при циркуляції віднімає тепло від охолоджувального середовища і роблячи круговий процес, повертається до первісного стану. Такий принцип дії дозволяє здійснювати безупинне охолодження за допомогою такої ж кількості робочої речовини.

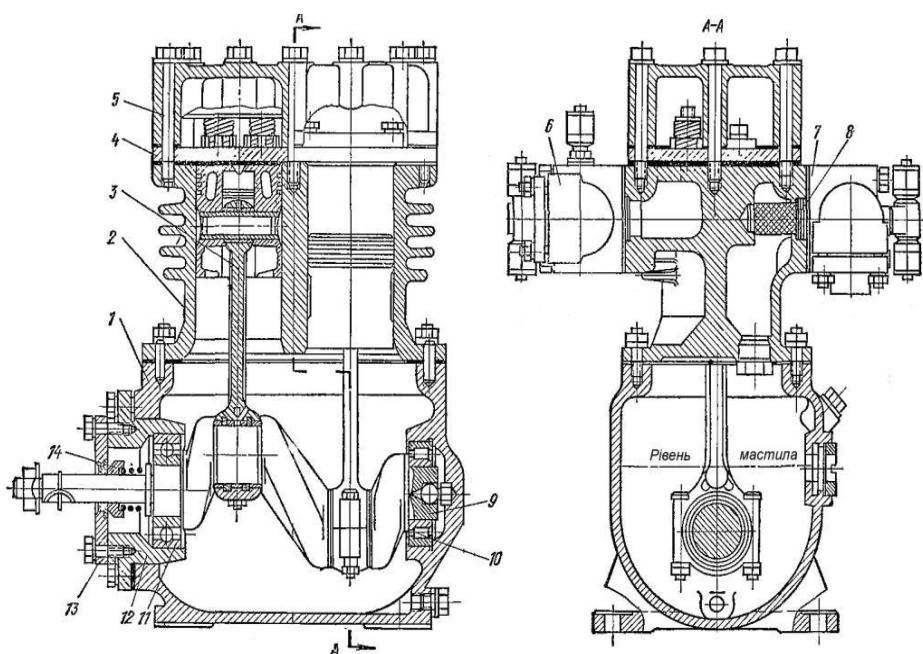


Рисунок - 1. Конструкція фреонового компресора ФВ-6.

Ізм..I	Арк.А	№ докум.№	ПідписПі	Дата

На практиці найчастіше у побутових холодильних пристроях та холодильних установках для легкої промисловості використовують поршневі компресори. Число поршнів в такому типі компресора може складати від 1 (кімнатний холодильник) до 12 (стаціонарна харчова холодильна камера), дивлячись для яких цілей буде використовуватись компресор.

Цикл роботи агрегату(показані на рис.2.) складається з 5 факторів:

1. Всмоктування (компресор всмоктує холодильний газ, найчастіше яким є фреон з холодильного контуру);
2. Стискання (в час цього етапу поршень який розташований на валу компресора стискає газ, тим самим збільшує його тиск та температуру. Стиснений газ далі направлений до конденсатора).
3. Розгортання (у конденсаторі газ віддає своє тепло після компресора, розгортається віддавши тепло у навколишнє середовище і переходить до рідкого стану).

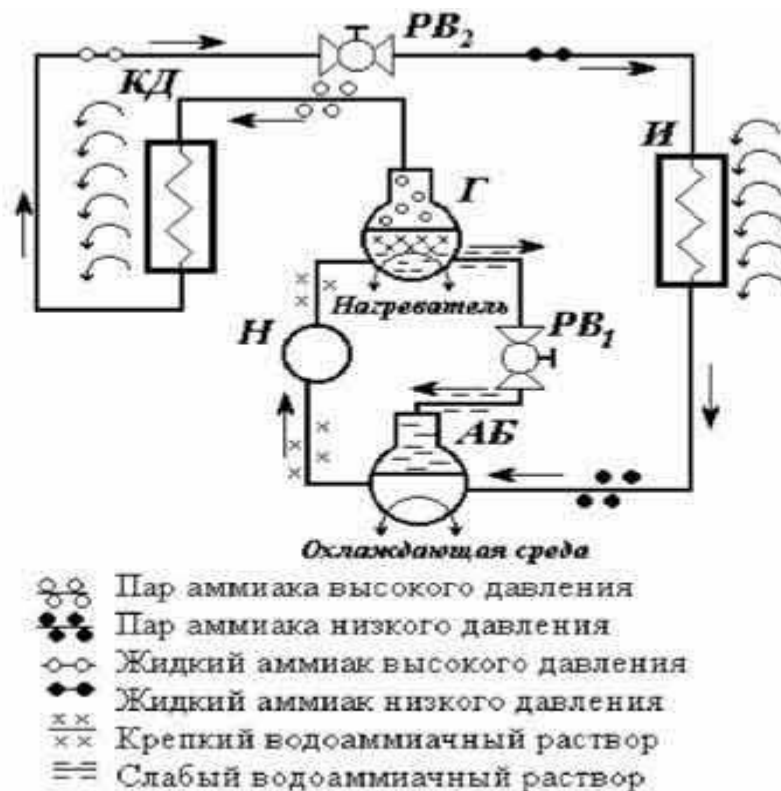


Рисунок - 2. Цикл роботи компресора на холодоагенті.

4. Експансія (рідкий газ який потрапив з конденсатору розширяється в експансійний клапані. Під час цього процесу газ втрачає тиск та температуру).
5. Випаровування (розширений газ потрапляє в іспаровувач, де відбувається випаровування. Газ стає газоподібним і поглиблює тепло з оточуючого середовища).

					ХНТУ 13303 ПЗ	Арк.А
Ізм..І	Арк.А	№ докум.№	ПідписПі	Дата		10

1.2 – Типи та класифікація компресорів.

Холодильний компресор за типом холодильного агента (переважно поршневі) працюють на аміаку, або холодоагентах різних марок. Потужність даних компресорів складає ≥ 5.0 кВт. Також поршневі компресори за кількості циліндрів поділяють на одноциліндрові (прикладом такого компресора є «Secor-Danfoss FR11G») та багатоциліндрові (прикладом є Bristol H7BG104DBEE), які зображені на рис.3.

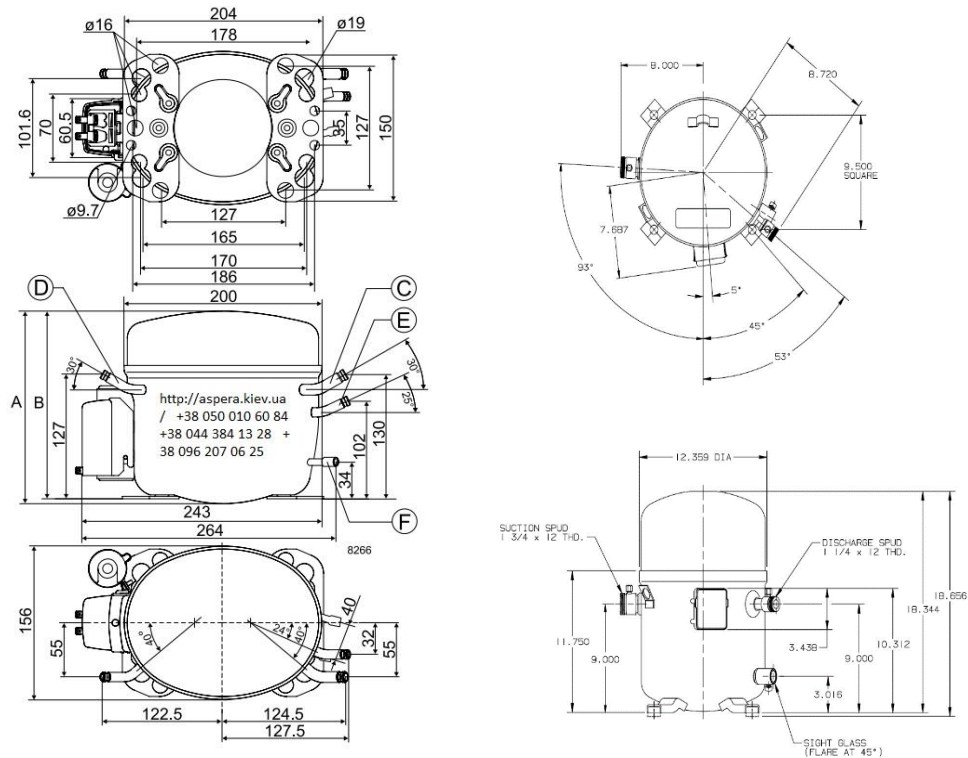


Рисунок - 3. Схеми конструкції компресорів Secor-Danfoss FR11G та Bristol H7BG104DBEE.

Холодильні компресори поділяються на:

1. Герметичні(з вбудованим електродвигуном в зварювальному кожуху без роз'ємів);
2. Напів-герметичні(без сальникові із вбудованим електродвигуном, але відокремленими кришками, зовнішнім приводом і сальниковим

Ізм..I	Арк.А	№ докум.№	ПідписПі	Дата

ХНТУ 13303 ПЗ

Арк.А

| 11

ущільненням кінця валу який виступає з картера для з'єднання з окремим електродвигуном муфтою або клинопасовою передачею.)

3. Відкриті.

Стременний компресор є пристрій якому здійснюється процес інжекції, цей процес полягає у передачі кінетичної енергії одного потоку іншому шляхом безпосереднього контакту (змішення). Потоки можуть перебувати в одній або в різних фазах. Потік, котрий вступає у процес з меншою швидкістю називають робочим. У стремному компресорі який зображений на рис. 4 робоче тіло яке має підвищений тиск p_B проходить через сопло, розширюючись до тиску рівного, або можливо меншого тиску всмоктувального повітря p_H . Набувши велику швидкість, робоче тіло підсмоктує повітря низького тиску. Суміш із значною швидкістю проходить через дифузор, тим самим знижує швидкість і отримує тиск p_C яка вже поступає в магістраль.

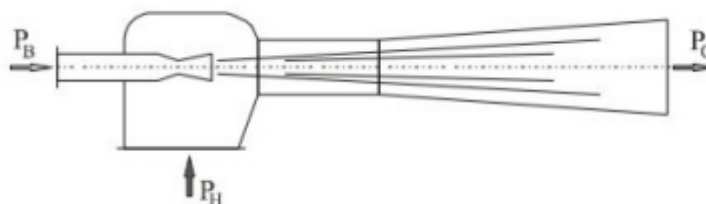


Рисунок – 4 Струминний компресор

Основні елементи струминного компресора включають в себе:

1. Джерело струменя(може бути рідиною або газом);
2. Струменевий насос(кінетична енергія струменя конвертується в потенційну енергію тиску або вакууму);
3. Вхід і вихід системи(компресор має входи та виходи для постачання і виведення робочого середовища);
4. Керувальний блок(Деякі компресори мають систему керування для регулювання тиску чи інших параметрів).

Герметичний тип холодильного компресора являє собою двигун та механічну частину, яка знаходиться в єдиному корпусі. Холодильні агрегати

виготовляються на базі герметичних поршневих і ротаційних компресорів ФГ, ФГН, ФГП, та ФГр холодопродуктивністю 0,22-2,8 тис. ккал/год.

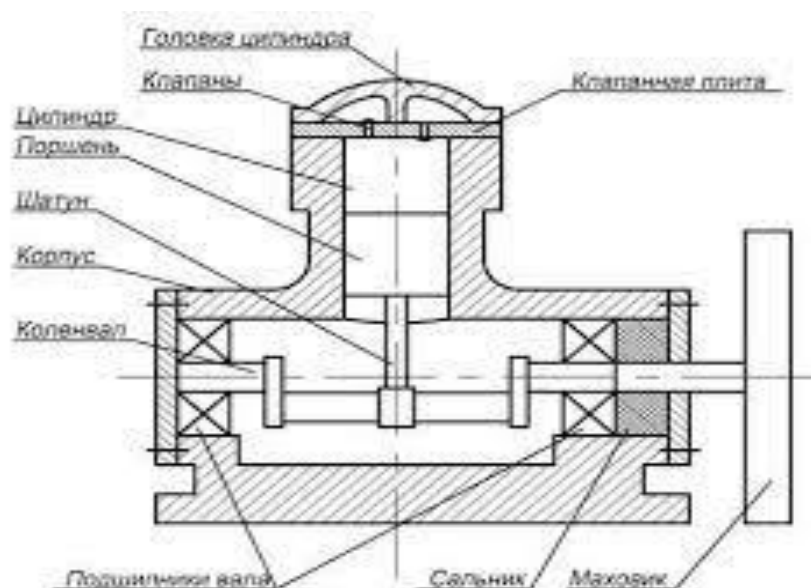


Рисунок - .5. Схема герметичного поршневого компресора.

Даний корпус герметичного компресора цілнозварювальний, тому не являє собою ремонтоспособний пристрій. Якщо даний компресор виходить з ладу, його або замінюють на новий, або на справний.

Відкритий компресор – це тип компресора, в якого двигун розташований окремо від корпусу та з'єднаний колінчатим валом за допомогою спеціальної муфти. Герметичність такого виходу герметичного валу з корпусу забезпечується спеціальним ущільнювачем, даний компресор є збірним, що являє собою ремонтпригодним.

«У напів - герметичного компресора електродвигун розташований в єдиному корпусі з механізмом стиснення як у герметичного компресора. Дана конструкція являється розбірною, тому даний компресор ремонтпригодний. Основна відмінність між напів-герметичним компресором від інших полягає в тому, що він надзвичай обладнаний корпусом, який може відкриватись і закриватись.»

Ізм..I	Арк.А	№ докум.№	ПідписПі	Дата

За холодо-продуктивністю поділяються на:

1. Малі – до 12кВт (до 10 тис. ккал/год.);
2. Середні – від 12 до 90 кВт (від 10 до 80 тис. ккал/год.);
3. Великі – 90 кВт(більше 80 тис. ккал/год.)

Холодопроизводительность при стандартных условиях, кВт	Тип компрессора	Основной хладагент	Максимальная частота вращения вала, 1/с (об/мин)	Максимальное давление конденсации, МПа	Максимальная разность давлений на поршень, МПа
До 12,0	Поршневые герметичные	R12 R22	48 (2880)	—	—
12—35	Поршневые бессальниковые	R12 R22	48 (2880)	2,0	2,1
35—80	Поршневые бессальниковые и сальниковые	R22 Аммиак	48 (2880)	2,0	1,7
80—250	Поршневые сальниковые	R22	24	2,0	1,7
350—2300	Винтовые	Аммиак R22	(1440) 50—66	2,0	1,7
2300—6000	Центробежные	Аммиак R12 Аммиак	116— 333	1,2 (R12) 2,0 (аммиак)	—

Рисунок - 6. Діапазон застосування різних типів компресора.

Рух від електродвигуна передається колінчатому валу (див рис. 7) за допомоги ремінної передачі або на пряму через з'єднання на муфту. Зусилля колінчатого вала розміщеного в картері передається шатуну 3 та поршню 4, при русі якого в циліндрі компресора виконується робочий процес.

Схеми вертикальних безкрейцкопфних непрямоткових компресорів показано на рис.7, а вертикального прямоточного із сальниковим ущільненням валу - на рис.8. Кривошипна-шатунний механізм котрий складається в бескрейцкопфному компресорі з колінчатого вала, шатуна, та поршня призначений для преобразовування рівномірного руху вала в нерівномірно вертальне-поступальний рух поршня.

доступ до охолоджувальної системи, так як конвекційний потік повітря може ефективно охолоджувати циліндри та інші елементи. Також у випадках, якщо обмежений простір доступний для встановлення компресора, горизонтальне розташування циліндрів є більш практичним.

Вертикальне розташування циліндрів має свою перевагу в конкретному застосуванні та конструктивній особливості в порівнянні з іншими типами розташування циліндричних компресорів. Зручний доступ до деталей та компонентів таких як поршні та клапани є більш доступними до огляду на зносостійкість, запланований огляд та ремонт при вертикальному розташуванні.

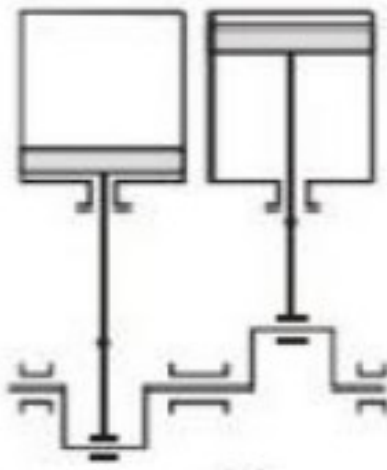


Рисунок - 11. Схема розташування вертикального циліндру

Покращена охолодженість вертикального компресора надає кращий потік повітря для охолодження циліндрів та інших деталей, що позитивно впливає на ефективність та тривалість служби компресора. Вертикальне розташування є ефективним у економії простору у випадках де обмежений горизонтальний простір. У випадках коли потрібно горизонтальне навантаження необхідно утримувати на мінімальному рівні, вертикальне розташування циліндрів являє собою більш вигідне розташування.

У-образний циліндричний холодильний компресор є конструктивно особливий. Циліндри в компресорі розташовані у формі букви «У». Така

конструкція дозволяє економити горизонтальний простір, найпаче якщо циліндри розташовані на верхній частині «У», а його компоненти розташовані на нижній частині. Зручний доступ для обслуговування полегшує доступ до циліндрів та компонентних деталей для ремонту та обслуговування. У-образна конструкція забезпечує оптимізаційну роботу системи тепловідводу, оскільки потік повітря для охолодження циліндрів є кращим. З урахуванням правильної конструкції агрегату У-образне розташування циліндру може допомогти в управлінні вібрацією та шумом.

Веєроподібне (або вентилеобразне) розташування циліндрів у холодильних компресорах вказує на розташування циліндрів відокремлено одне від одного, що за виглядом нагадує лопаті вентилятора. Такий спосіб розташування циліндрів забезпечує ефективну систему охолодження, так як кожен циліндр за необхідністю охолоджується окремо. Веєроподібне розташування має легший для обслуговування завдяки розташуванню циліндрів. У випадках правильного проектування вентилоподібне розташування циліндрів може допомогти забезпечити кращу герметичність системи циркуляції хладагенту.

Однак важливо враховувати, що ефективність та переваги розташування можуть залежати від конкретних конструкцій компресора, розмірів, призначення та інших важливих факторів. Компанії які розробляють компресори, можуть використовувати різні конфігурації для досягнення певних цілей щодо продуктивності та функціональності. Також, важливо враховувати питання теплового розширення матеріалів та герметичності систем для забезпечення належного тепловідведення та контролю нагріву для оптимального експлуатації та продовження терміну служби компресора.

1.3 – Параметри роботи компресорів

Теорія компресорних машин має практично прийнятну точність, яка ґрунтується фактично на термодинаміці ідеального газу. Розглянемо приклад розрахунку повітряних компресорів на тиск до 10 МПа за рівнянням ідеального газу дасть похибку 2%.

До компресного процесу, як реального так і ідеального газу застосуємо перший закон термодинаміки для потоків, який має вигляд такої формули:

$$L_k = (i_2 - i_1) + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} - q; \quad (1.1)$$

Рівняння є справедливим як для ідеального газу (без тертя), так і реального (з урахуванням втрат в нього не входять і наявність тертя приводить к збільшенню або різниці ентальпій ($i_2 - i_1$) або відведеної теплоти q . Тому питому індикаторну роботу в кількості 1 кг газу (надалі роботу 1 кг газу називатимемо просто роботою) реального компресора, що враховують втрати на тертя, завжди буде більшою, ніж робота ідеального компресору при тих значеннях початкового і кінцевого тиску p_1 та p_2 . Вирішивши спільно рівняння (1) та рівняння першого закону термодинаміки у формі $d(d_{\text{вн}} + q_{\text{тр}}) = di - vdp$ і вважаючи $q_{\text{вн}} = q_{\text{тр}}$ отримуємо вираз закону збереження енергії в механічній формі, чи як його по іншому називають рівняння Бернуллі.

$$lk = \int_1^2 vdp + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + l_{\text{тр}} \quad (1.2)$$

В рівнянні (1.2) та (1.1), змінна потенційної енергії стану газу можна нехтувати. Робота, що здійснюється над потоком газу в реальному компресорі, визначається на стиснення та переміщення газу. Розрахункові формули для визначення наявної роботи приведені на таблиці 1.1.

					ХНТУ 13303 ПЗ	Арк.А
Ізм..І	Арк.А	№ докум.№	ПідписПі	Дата		21

такій же несучій здатності. Для обладнання, яке знаходиться в експлуатації значний час, в разі потреби заміни старих підшипників стає необхідним застосування нових підшипників зі значно більшою, ніж потребує несучою здатністю, що підвищує вартість заміни.

Підшипниковий вузол холодильного компресора є важливою частиною системи, яка забезпечує роботу компресора, яка відповідає за стиснення хлороагенту та створення необхідного тиску для холодильного циклу. Дані конструкції та їхні характеристики обираються з урахуванням великої кількості факторів які включають в себе навантаження, температурні умови роботи навколишнього середовища, швидкість роботи обертання та вимоги до життєвого робочого циклу.

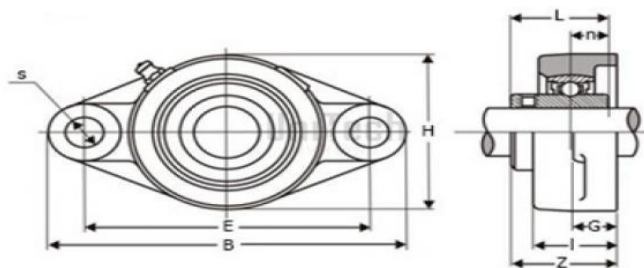


Рисунок 13. Схема підшипникового вузла UCP 201.

Підшипниковий вузол – розроблений для монтажу систем обертання та механізмів машин, на яких вони були відсутні без внесення значних конструктивних змін до основного обладнання або якщо конструктивно базових умов немає для виготовлення. Призначення підшипників являється підтримка валів та осей в просторі, забезпечення їх спроможності обертання та коливання та сприймання навантаження, котрі діють на роботу. Також можлива підтримка деталей, які обертаються навколо осей та валів.

Перші дві цифри рахуючи с правої сторони означають внутрішній діаметр підшипників, враховуючи всі підшипники з внутрішнім діаметром 20 мм і більше ці дві цифри означають частку від ділення діаметра (в міліметрах) на 5. Для підшипників із внутрішнім діаметром до 9 мм перша цифра з правої сторони показує фактичний розмір внутрішнього діаметра, мм. Внутрішні діаметри такі як: 10, 12, 15 та 17 мм позначають двома цифрами 00, 01, 02, та 03, відповідно. Третя цифра за правої сторони разом з сьомою цифрою свідчать про підшипників всіх діаметрів до 10 мм ($d \geq 10$ мм). За винятком підшипників з діаметром отвору 0,6 1,5 та 2,5мм (позначають дробом), символи, що позначають діаметр отвору (до 10 мм), мають дорівнювати номінальному діаметру отвору. Виняток становлять підшипники з діаметром отвору 0,6 мм; 1,5 мм; та 2,5 мм. Дворядні сферичні підшипники з діаметром отвору до 9 мм повинні зберігати позначення за ГОСТ 28428. Основна з особливо легких серій позначається цифрою 1, легка позначається цифрою 2, середня позначається цифрою 3, важка позначається 4, легка широка – 5, середня широка – 6 і так далі. Четверта цифра праворуч вказує на типи підшипника. Такі типи підшипника як: Радіальний кульковий однорядний позначається цифрою (0); Радіальний кульковий дворядний сферичний позначається як (1); цифрою (2) позначається радіальний із короткими циліндричними роликами; Під цифрою (3) позначають тип радіальний роликовий дворядний сферичний; (4) – роликовий із довгими циліндричними роликами або голчасті; (5) – роликовий із витими роликами; (6) – радіально-упорний кульковий; (7) – роликовий конічний; (8) – упорний роликовий.

					ХНТУ 13303 ПЗ	Арк.А
Ізм..І	Арк.А	№ докум.№	ПідписПі	Дата		26

Додаткові символи, розташовані з лівого боку, відображуються через тире.

Основний символ «XXXXXX – 4321»

- 1- Клас точності за ГОСТ 520-89. Клас 6X позначається юуквою «X»;
- 2- Групи радіальних зазорів (0,1,2...9). Для радіальних наполегливих шарикопідшипників замість групи зазору вказується ступінь попереднього натягу (1,2,3);
- 3- Серія моментів тертя (1,2,3...9);
- 4- Категорія А або В (категорія С не вказується).

Розглянемо один з прикладів розшифрування підшипника 6-7310А: конічний ролик з радіальним упором високої вантажопідйомності (7); середньої вузької серії (А); (3) – діаметром $d = 50$ мм; 6-го класу точності(10).

A75-180208C17Ш2: радіальний кульковий (0) однорядний з двостороннім ущільненням (18) та постійним мастилом “Літол-24” (С17) зі спеціальними вимогами щодо шуму (Ш2) легкої вузької серії (2) діаметром $d = 40$ мм (08), 5-го класу точності категорії А з радіальним зазором по 7-му ряду.

Відповідність радіальних кулькових і роликів підшипників, радіально-упорних кулькових підшипників, і конічних роликів підшипників класам точності цього стандарту ISO492 [1], DIN620 [2], AFBMA Standard20 [3], JISBB1514 [4], AFBMA Standard19.1 [5], а радіально-наполегливим і упорним підшипникам цього стандарту-класам точності за ISO199 [6], DIN620 [2].

					ХНТУ 13303 ПЗ	Арк.А
Ізм..I	Арк.А	№ докум.№	ПідписПі	Дата		27

Провертання кульок у процесі випробування не допускається. Більшість машин тертя забезпечено кулями діаметром 12,7 мм.

За допомогою даної машини тертя можна оцінювати мастильну здатність рідких і пластичних мастильних матеріалів, що застосовуються для змащування поверхонь, що труться. Довговічність роботи підшипників кочення залежить від типу мастильного матеріалу та організації його подачі до тертьових поверхонь у не меншій мірі, ніж від якості металу і виготовлення деталей.

Підшипники також заповнюються спеціальними мастилами для змащення і охолодження спеціальним мастилом, для зменшення тертя при обертанні, захищає підшипник від виникнення корозії. Змащення для підшипників являє собою спеціальне мастило призначене для високих температур, відмінну мастильну здатність та захист від корозії в умовах характерних для умов роботи холодильного компресора. Роль змащення стає важливішою з ускладненням конструкцій підшипників, збільшенням навантажень і швидкостей, жорсткістю умов експлуатації. Функції змащення різноманітні: змащення зменшує величину тертя ковзання, зб тертя кочення, перешкоджає зносу тертьових поверхонь, усуває продукти зносу, сприяє оптимальному розподілу тепла й охолодженню робочих елементів деталей, охороняє його від корозії, захищає від забруднення, підвищує плавність обертання, знижує шум. При визначенні навантаження зварювання проводять ряд послідовних визначень з спадаючими або зростаючими навантаженнями відповідно до ряду навантажень 1 (див. ГОСТ 9490-75 додаток 2), максимально наближеними до передбачуваного навантаження зварювання. Потім, використовуючи ряд 2 навантажень, встановлюють навантаження зварювання. Проводять два послідовні випробування.

Навантаженням зварювання (P_c) в Н (кгс) вважають найменше навантаження, при якому відбулася автоматична зупинка машини при досягненні моменту тертя $(1180 \pm 25) \text{ Н}\cdot\text{см}$ $[(120,0 \pm 2,5) \text{ кгс}\cdot\text{см}]$ або

					ХНТУ 13303 ПЗ	Арк.А
Ізм..I	Арк.А	№ докум.№	ПідписПі	Дата		30

зварювання кульок. Для мастильних матеріалів, у яких зварювання не спостерігається і момент тертя нижче граничного, за навантаження зварювання приймають навантаження, при якому утворюється пляма зношування середнім діаметром 3 мм і більше. При визначенні критичного навантаження проводять ряд послідовних визначень з спадаючими або зростаючими навантаженнями відповідно до ряду навантажень 1 (див. ГОСТ 9490-75 додаток 2) максимально наближеними до передбачуваного критичного навантаження. Потім, використовуючи ряд навантажень 2 (див. ГОСТ 9490-75 додаток 2), встановлюють критичне навантаження. Проводять два послідовні випробування. При визначенні індексу задира випробування починають з початкового навантаження 196 Н (20 кгс). Наступні визначення проводять із зростаючими навантаженнями відповідно до ряду навантажень 1 (див. ГОСТ 9490-75 додаток 2) до навантаження зварювання. Індексом задира (I_z) вважають величину N (кгс), обчислену згідно з додатком 3, пункт

Показник зношування визначають при постійному навантаженні, встановленому в нормативно-технічній документації на мастильний матеріал. Основним є навантаження 196 Н (20 кгс). При встановленні показника зношування проводять два послідовні визначення. Надійне визначення показника діаметра плями зношування забезпечується при стабільному режимі тертя (без вібрацій, скрипу тощо). Для мастильних матеріалів, що не забезпечують стабільного режиму тертя при зниженні навантаження до мінімального, показник зносу не визначають.

Вибір способу подачі рідкого мастила до підшипників залежить від конструкції механізму положення вала (горизонтальне чи вертикальне), частоти обертання підшипників, призначення механізму та інших умов експлуатації. Найпоширенішим системами змащення є масляні ванни та спреї, змащування під тиском, гвинтові канавки і конічні форсунки. У машинобудуванні також використовуються різні циркуляційні системи

					ХНТУ 13303 ПЗ	Арк.А
Ізм..I	Арк.А	№ докум.№	ПідписПі	Дата		31

змащення, а на високих швидкостях застосовується змащення розпиленням стиснутого повітря.

Вибір мастильного матеріалу залежить від призначення машини або механізму, конструкції підшипників і умов експлуатації та здійснюється за відповідними таблицями і монограмами. Компресорну олію ХФ 12 - 16 - використовується у холодильних агрегатах провізійних та промислових установок, що працюють на фреоні R12, R406a, R600a при середніх температурах. Mogul Komprimo ONC 68 компресорна олія високої якості. Призначене для змащування холодильних установок, поршневі компресорів холодильних установок з використанням хладагенту R 717, R 12 і R 22 Також підходить для гвинтових компресорів холодильних машин. Повністю замінює раніше використовуване масло ON 5V.

					ХНТУ 13303 ПЗ	Арк.А
Ізм..І	Арк.А	№ докум.№	ПідписПі	Дата		32

створення необхідної системи.

- Відсутність існуючих моделей навчання: хоча існує кілька теоретичних основ для впровадження, не існує достатньо добре задокументованих практичних застосунків, на яких можуть вчитися нові користувачі та розробники.

Ще один важливий компонент – використовувана бездротова мережа.

Наприклад, незважаючи на включення механізмів безпеки в розроблювані стандарти, відомі атаки на бездротові мережі І.о.Т. Крім того, деякі з таких технологій не захищені від перешкод обладнання, яке відповідає іншим стандартам, наприклад IEEE 802.11. Такі проблеми можуть призвести до

раннього вичерпання запасу енергії вузла WSN та необхідності його заміни, що збільшує витрати на експлуатацію мережі.

Промислові датчики температури LoRaWAN можуть контролювати ступінь нагрівання обмоток двигуна і температуру підшипників. Параметри що вимірюються датчиками вібрації, включають як віброшвидкість, так і віброприскорення по одній, або трьом осям. Інтелектуальні датчики тиску проводять вимірювання в сурових промислових умовах і забезпечують надійний моніторинг технічних процесів на підприємстві.

LoRaWAN є ідеальним протоколом передачі даних для вимірювання вібрації та тепла в промисловому обладнанні, оскільки ці показники не споживають великих обсягів даних. Переваги системи LoRaWAN цінують на виробничих об'єктах завдяки широкому покриттю та простоті встановлення датчиків:

1. одна базова станція LoRaWAN покриває всю територію цеху надійним зв'язком.
2. майже всі показники роботи обладнання можна знімати через LoRaWAN датчики, асортимент надзвичайно широкий.
3. зручність монтажу датчиків забезпечується магнітною підставкою для фіксації на промисловому обладнанні фабрики.

4. енергоефективний принцип роботи LoRaWAN дозволяє працювати датчикам кілька років без заміни елементів живлення. Справа в тому, що більшість часу пристрої знаходяться у стані сну, а прокидаються тільки для передачі зібраних даних на декілька секунд.

У центрі I.o.T знаходиться програмний компонент. У проектах контролю вібрації це мережевий сервер LoRaWAN, який забезпечує зв'язок між датчиками, виконавчими механізмами та базовими станціями. LNS також надсилає інформацію на сервер додатків LoRaWAN (LAS), який відповідає за бізнес-логіку. Маючи оптимальні та критичні значення температури та частоти вібрації промислових машин, іотї спроектували бездротову систему контролю вібрації обладнання. Всі зібрані дані з контрольних точок верстатів через LoRaWAN протокол обробляються та візуалізуються у IoT платформі Thingsboard PE, а також інтегруються у SCADA, що давно використовується на фабриці. IoT LoRaWAN інтеграція у SCADA особливо рекомендується під час переналаштування виробничих процесів або перенесення обладнання.

2.3 Вдосконалені матеріали та обробка підшипників

Вдосконалення матеріалів для підшипників є постійним напрямком для дослідження та розробок в області машинобудування та інженерії. Швецьке підшипникове підприємство «SKF» реалізує з кожним роком технічні вдосконалення підшипників кочення, основними які є:

1. Оптимізація поверхонь контакту тіл кочення та кілець. Оптимізація дозволяє покращити умови створення несучого мастильного шару та зменшує рівень вібрацій та шуму. Такі дії забезпечують більш повільне, рівномірне і точне обертання, зменшує кількість необхідного мастильного матеріалу, спрощує обслуговування.

					ХНТУ 13303 ПЗ	Арк.А
Ізм..І	Арк.А	№ докум.№	ПідписПі	Дата		37

1. Використовування чистої та структурно однорідної сталі в якому мінімальний відсоток домішок яка перевищує за цими показниками найкращі відомі марки.
2. Використання та розробка унікальних методів термообробки, забезпечуючи цим підвищений опір експлуатаційним пошкодженням, стабільність характеристик при високій температурі і підвищену зносостійкість.

Модуль пружності кераміки в підшипниках має значну величину, бо менші розміри контактної зони в місці з'єднанні «кільце-тіло кочення» яке сприяє зниженню тертя кочення і ковзання. Завдяки нижчому коефіцієнту тертя в комбінаціях сталь-кераміка, ніж у комбінаціях сталь-сталь, саме такі підшипники виділяють менше тепла та менш чутливі до недостатнього змащення.

Керамічне покриття товщиною від 1 до 3 мкм отримують за допомогою процесу осадження парів хімічних сполук на поверхні деталі. Поверхня, яка покрита таким методом характеризується високою твердістю, малим коефіцієнтом тертя і високим опором зношування при забезпеченні пружності основного матеріалу. В процесі експлуатації окремі частки матеріалу покриття занурюються в поверхневий шар основного матеріалу деталі, що сприяє зменшенню тертя та покращення умов змащування.

Підшипники з керамічними покриттями на робочих поверхнях використовуються так, де очікується недостатнє змащування або руйнування мастильного шару. Такі підшипники при правильному використанні протягом тривалого часу за недостатнього змащення через раптові нерівномірні зміни навантажень. Такі підшипники можуть працювати протягом тривалого часу навіть за незначні змащення через раптові нерівномірні зміни швидкості або температуру, які надійно гарантують працездатність підшипникового вузла навіть за екстремальних умов експлуатації та спрощують конструкцію й технічне обслуговування.

Розроблена технологія виробництва і прецизійної обробки композиційних підшипникових матеріалів на основі шліфувальної стружки з легованої стружки з легованої сталі з твердими змащувальними матеріалами дає змогу одержувати нові деталі, які значно перевершують за зносостійкістю відомі підшипники, що експлуатуються в аналогічних умовах. Розроблена технологія заснована на використанні операцій порошкової технології в поєднанні з мікрообробкою деталей тертя. За результатами досліджень розроблено алгоритм розрахунку параметрів пресування втулок підшипників на основі теорії пластичності, розроблено та оптимізовано новий технічний режим спечених заготовок для підшипників ковзання, який дає змогу керувати структурою та властивостями матеріалу. Встановлення впливу технології виготовлення на процес формування антизадирної плівки тертя в умовах високих температур і швидкостей спрацювання дає змогу здійснювати цільовий трибосинтез плівки тертя, що визначає високу зносостійкість деталі у важких умовах експлуатації, коли тертя відбувається без рідкого змащення.

2.4.-Механізми діагностики та самовідновлення

Система точної діагностики поточного технічного стану підшипників кочення необхідні для збільшення терміну служби і надійності обладнання та зниження витрат, пов'язаних з ремонтами і простоями. У зв'язку з цими методами моніторингу та діагностики застосовані на виміру параметрів вібрацій, набули широкого поширення у всьому світі. Теорія і практика аналізу вібраційних аналізів добре розвинена і дозволяє отримати достовірну інформацію про стан механізмів і підшипників та їх компонентів.

Практичні задачі діагностики підшипників кочення в процесі експлуатації розв'язуються трьома способами:

					ХНТУ 13303 ПЗ	Арк.А
Ізм..I	Арк.А	№ докум.№	ПідписПі	Дата		39

- 1- Використання алгоритмів виявлення дефектів за зростанням температури нагріву підшипникового вузла;
- 2- За появою в мастилi продуктів зносу;
- 3- За зміною властивостей вібрації.

Найбільш повна і детальна діагностика підшипників, яка дозволяє виявити несправності на ранніх стадіях, проводиться за допомогою сигналів вібрації підшипників. Основні проблеми вібродіагностики підшипників виникають у двох випадках, якщо високочастотна вібрація на стенді показується дуже слабкою, або якщо утруднений доступ до місця її розташування. Високочастотні вібрації зменшуються набагато швидше, ніж середні або низькі частоти, оскільки швидкість обертання деталі машин зменшується, ому необхідно покращити наступні якості: лінійність, точність та діапазон вимірювання. У цьому випадку високочастотні складові, що віднімаються з сигналу, перевищують власні шуми і шуми спотворень вимірювального приладу, які зазвичай перевищують високочастотні складові в 1000 і більше разів. Для діагностики підшипників за низькочастотними складовими вібрації необхідний вимірювальний прилад з високою роздільною здатністю.

Для підшипників кочення виникають складнощі з виділенням високочастотних вібрацій. У високочастотних підшипниках ці проблеми пов'язані з втратами при поширенні високочастотних вібрацій і розв'язуються шляхом удосконалення датчика вібрації на контакти з нерухомим кільцем підшипника. Для низькообертних підшипників співвідношення рівнів низькочастотної, середньої та високочастотної вібрації набагато гірше, ніж у високообертних.

Для діагностування обов'язковим завданням є вимірювання обвідної спектра вібрацій на частотах, що перевищує в 500 і більше частоту обертів підшипника, оскільки рівень вібрації на цих частотах може бути меншим від загального рівня вібрації, то потрібні смугові фільтри в котрого діапазон більше 70 Дб та висока лінійність(так звані цифрові фільтри). Під час

					ХНТУ 13303 ПЗ	Арк.А
Ізм..I	Арк.А	№ докум.№	ПідписПі	Дата		40

вимірювання параметрів вібрації використовуються кінематичні та динамічні методи вимірювання. При кінематичному методі координати точок об'єкта вимірюють відносно обраної нерухомої системи. У динамічному методі параметри вібрації вимірюються відносно штучної нерухомої системи відліку, з'єднану з об'єктом через штучний підвіс.

Акселерометр – це пристрій, який вимірює проекцію удаваного прискорення. Акселерометр у промисловому вібродіагностиці являє собою перетворювач, що вимірює віброприскорення в системі неруйнівного контролю та захисту. Найбільш масову популярність з усіх видів акселерометрів для вимірювань вібрацій отримав п'єзоелектричний тип. Перетворення механічних коливань в електричний сигнал (пропорційний віброприскоренню) відбувається завдяки впливу інерційної маси на п'єзоелектричний елемент, вбудований в датчик.

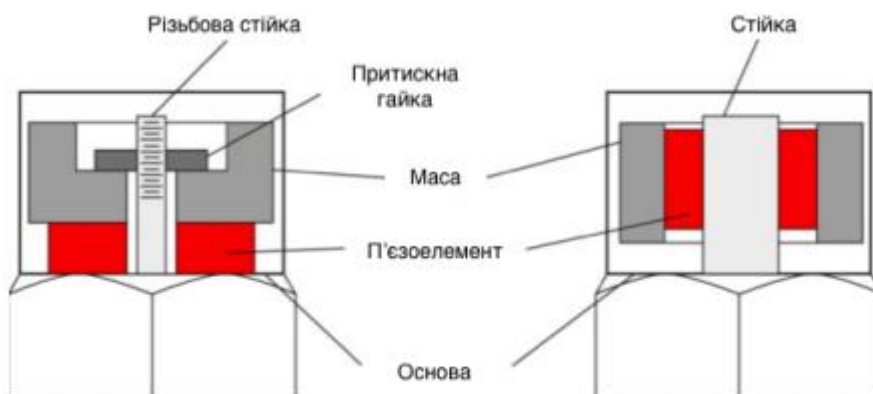


Рисунок 17 – Варіанти конструкцій п'єзоелектричних акселерометрів:

Компресійного типу (ліворуч) та здвижного типу (праворуч)

Віброметр – прилад для вимірювання лінійних, або кутових зміщень тіл, що коливається. На рис 16 зображена схема п'єзоелектричного віброметра.

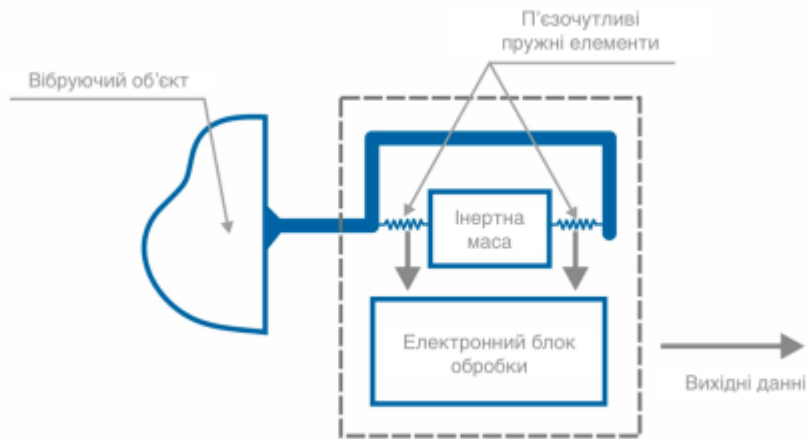


Рисунок 18 – Схема п'єзоелектричного віброметра

Віброметри такого типу працює на п'єзоєфекті – виникненню різниці потенціалів на п'єзосталі при його механічній деформації. Цей датчик встановлюється безпосередньо на досліджувану поверхню та конструкторські є з себе інертну масу, яка підвішена на пружних п'єзокристаличних елементах. Для періодичного контролю обладнання застосовується переносна апаратура. Збір, аналіз та зберігання вібрацій здійснюють за допомогою переносних віброаналізаторів. У сучасних приладах передбачена можливість записувати та завантажувати аналіз вимірювання на ПК для зберігання. На сьогоднішній день зарубіжні та українські фірми розробляють та виготовляють прилади (зображено на рис. 17) для вимірювання та обробки віброакустичних сигналів в підшипниках кочення. Найбільш відомими пристроями є: «ДПК-вібро», віброручка «ViPen», «Vibro Vision-2», «ViAna-1»

«Диана», «VDR», «Атлант-8».

стані не притаманна компенсації властивостей, іншими словами м'яке покриття яке створюється не витримує динамічних та теплових навантажень та є активним каталізатором хімічного руйнування металу.

Найпоширеніші продукти цієї групи засновані на політетрафторетилені (PTFE), також відому як тефлон. Згідно з опублікованими даними ці продукти покривають поверхні тертя і перетворюють прямий контакт металу з металом на режим полімеру з полімером, при цьому значно знижуючи коефіцієнт тертя і швидкість зносу. На даний час до таких продуктів представлені DLX - 600, Slik - 50, Liquid Ring, Lubrilon, Microlon.

.3 Конструкторська частина

3.1.-Загальні технічні умови для підшипника кочення

Технологічний процес є вихідним матеріалом для виконання всіх розділів дипломного проектування, і повинен бути виконаний в повному відношенні та використанням повних вимог усіх стандартів. Також для виконання конструкторського розділу дуже важливим фактором є використання довідкової літератури по нормативам стандартів та каталоги вимірювального обладнання, допоміжного обладнання та іншого обладнання.

Приведені методи розрахунку експлуатаційних характеристик динамічної та статичної вантажопідйомності а також довговічності підшипників кочення поширюються на передбаченні ГОСТ 3395 – 75 типи шарикових та роликових підшипників, для яких прийняті наступні терміни та визначення.

Довговічність окремого підшипника кочення – число обертів, котрого одного з кілець підшипника здійснює відносно іншого кільця до виявлення перших признаки втоми матеріалу на одному з кілець або тіл кочення.

					ХНТУ 13303 ПЗ	Арк.А
Ізм..І	Арк.А	№ докум.№	ПідписПі	Дата		44

Ймовірність довговічності для груп ідентичних підшипників кочення в однакових умовах експлуатації – процент підшипників в даній групі, у яких передбачається досягнення або перевищення розрахункової довговічності.

Надійність окремого підшипника кочення – ймовірність того, що підшипник досягне або перевищує розрахункову довговічність.

Номінальна довговічність окремого підшипника кочення або групи ідентичних підшипників кочення, працюючих в однакових умовах експлуатації – їх довговічність при 90%-вій надійності.

Динамічна вантажопідйомність радіальних та радіально-упорних підшипників – постійна стаціонарна радіальне навантаження – постійне стаціонарне радіальне навантаження, котрому підшипник кочення може теоретично сприймати протягом номінальної довговічності в один мільйон обертів.

Динамічна вантажопідйомність упорно-радіальних та упорних підшипників – постійна стаціонарна радіальне навантаження, під дією якого підшипник кочення буде мати таку саму довговічність, що в умовах діючого навантаження.

Динамічна еквівалентна навантаження на упорно-радіальний та упорний підшипник – постійна центральна осева навантаження, під дією якою підшипник кочення буде мати таку саму довговічність, що в умовах діючого навантаження.

Статичне навантаження – навантаження, діюча чинна на підшипник, кільця якого не обертаються.

Статична вантажопідйомність радіальних та радіально-упорних шарикових підшипників – статична радіальне навантаження, зухвалу загальну остаточну деформації кульки та доріжки кочення, дорівнюючу 0,0001 діаметру кульки у найбільш напруженій зоні контакту. Для однорядних радіально-упорних підшипників статична вантажопідйомність відповідає радіальній складника від навантаження, називає радіальне зміщення підшипникових кілець відносних один одного.

					ХНТУ 13303 ПЗ	Арк.А
Ізм..I	Арк.А	№ докум.№	ПідписПі	Дата		45

Статична вантажопідйомність радіальних та радіально-упорних рошкових підшипників – статичне радіальне навантаження, що викликає загальну залишкову деформацію ролика і доріжки кочення, що дорівнюють 0,0001 діаметра, що при навантаженні рівному нулю, ролики і доріжки кочення мають повний лінійний контакт. Для однорядних радіально-упорних підшипників статична вантажопідйомність відповідає радіальної складової від навантаження, що викликає радіальне зміщення підшипникових кілець щодо один одного.

Статична вантажопідйомність упорно-радіальних та упорних підшипників – центральне осьове навантаження, що викликає загальну залишкову деформацію кульки та доріжки кочення, що дорівнює 0.0001 діаметра кульки в найбільш нагрудній зоні контакту.

Статична вантажопідйомність упорно-роликів підшипників – статична центральна навантаження, що викликає загальну залишкову деформацію ролика і доріжки кочення, рівну 0,0001 діаметра ролика і найбільш навантаженій зоні контакту, якщо в умовах навантаження є повний лінійний контакт роликів з контакт.

Статична еквівалентна навантаження на радіальних і радіально-упорних підшипниках - статична радіальна навантаження, яка повинна викликати таку ж загальну залишкову деформацію тіла кочення і доріжки кочення в найбільш навантаженій зоні контакту, як при дійсному навантаженні.

Статичне евіквалентне навантаження на завзято-радіальний та завзятий підшипник - статичне центральне осьове навантаження, яке має викликати таку загальну залишкову деформацію тіла кочення та доріжки кочення в найбільш навантаженій зоні контакту, як при дійсному навантаженні.

Діаметр ролика - діаметр у середньому перерізі ролика, причому діаметр конічного ролика дорівнює середньому діаметру в теоретичних точках перетину поверхні кочення ролика з великим і малим торцями, а діаметр ролика сферичного підшипника дорівнює його діаметру в точці контакту з безбортовою доріжкою кочення підшипника при нульовому навантаженні.

					ХНТУ 13303 ПЗ	Арк.А
Ізм..I	Арк.А	№ докум.№	ПідписПі	Дата		46

Довжина ролика - теоретична довжина контакту між роликом та доріжкою кочення. Враховується або відстань між теоретичними точками перетину поверхні кочення з торцями ролика за вирахуванням фаски ролика або ширина доріжки кочення за винятком ширини проточки, причому вибирається менша величина.

Номінальний кут контакту – кут між площиною, перпендикулярною до осі підшипника та лінією дії навантаження на тіло кочення.

В загальному виді довговічність підшипників кочення визначають за формулою:

$$L = \left(\frac{C}{P}\right) = \frac{C}{(X V F_V + Y F_a) K_B K_T}$$

Нижче наводяться формули визначення динамічної грузопід'ємності C , динамічної еквівалентної навантаження P і довговічності L , статичної еквівалентної навантаження P_0 для підшипників різних типів.

Підшипники шарикові радіальні та радіально – упорні. Динамічна вантажопідйомність:

Для діаметру тіла кочення які дорівнюють або не перевищують 25,4мм

$$C = f_c (i \cos \alpha)^{0.7} Z^{2.3} D_W^{1.8};$$

Для діаметру тіла кочення які перевищують 25,4мм

$$C = 3.647 f_c (i \cos \alpha)^{0.7} Z^{2/3} D_W^{1.4}$$

Значення коефіцієнту f_c показано на табл.3.

$\frac{D_W \cos \alpha}{D_0}$	Радиальные однорядные, радиально-упорные однорядные и двухрядные	Радиальные двухрядные (несамоустанавливающиеся)	Радиальные сферические двухрядные	Магнетные	$\frac{D_W \cos \alpha}{D_0}$	Радиальные однорядные, радиально-упорные однорядные и двухрядные	Радиальные двухрядные (несамоустанавливающиеся)	Радиальные сферические двухрядные	Магнетные
0,05	46,7	44,2	17,3	16,2	0,22	59,6	56,5	35,2	32,1
0,06	49,1	46,5	18,7	17,4	0,24	59,0	55,9	36,8	33,7
0,07	51,1	48,4	19,9	18,6	0,26	58,2	55,1	38,3	35,1
0,08	52,9	50,1	21,1	19,5	0,28	57,2	54,2	39,4	36,5
0,09	54,4	51,4	22,3	20,6	0,30	56,02	53,1	40,3	37,9
0,10	55,6	52,7	23,4	21,5	0,32	54,8	52,0	41,0	39,0
0,12	57,5	54,5	25,6	23,5	0,34	53,3	50,5	41,2	39,8
0,14	58,9	55,8	27,6	25,3	0,36	51,7	49,1	41,3	40,4
0,16	59,6	56,6	29,7	27,1	0,38	50,0	47,4	41,0	40,7
0,18	59,9	56,8	31,7	28,8	0,40	48,3	45,8	40,4	40,9
0,20	59,9	56,8	33,6	30,5					

Таблиця 3. Значення коефіцієнту f_c для радіальних та радіально – упорних шарико – підшипників.

Динамічна еквівалентне радіальне навантаження:

$$P = (X V F_r + Y F_\alpha) K_B K_T$$

Значення коефіцієнтів X, Y, V наведено у таблиці 4.

r	$\frac{F_a^{*1}}{C_0}$	V		X^{*1}			Y^{*1}			e^{*1}
		по отношению к вектору нагрузки внутреннее кольцо		Однорядные *2 $\frac{F_a}{VF_r} > e$	Двухрядные *3		Однорядные *2 $\frac{F_a}{VF_r} > e$	Двухрядные *3		
		вращается	неподвижно		$\frac{F_a}{VF_r} \leq e$	$\frac{F_a}{VF_r} > e$		$\frac{F_a}{VF_r} \leq e$	$\frac{F_a}{VF_r} > e$	
<i>Радиальные однорядные</i>										
--	0,014						2,30		2,30	0,19
	0,028						1,99		1,99	0,22
	0,056						1,71		1,71	0,26
	0,084						1,55		1,55	0,28
	0,11	1	1,2	0,56	1	0,56	1,45	0	1,45	0,30
	0,17						1,31		1,31	0,34
	0,28						1,15		1,15	0,38
	0,42						1,04		1,04	0,42
	0,56						1,00		1,00	0,44
<i>Радиально-упорные</i>										
10	0,014						1,68	2,18	3,06	0,29
	0,029						1,71	1,98	2,78	0,32
	0,057						1,52	1,76	2,47	0,36
	0,086						1,41	1,63	2,29	0,38
	0,11	1	1,2	0,46	1	0,75	1,34	1,55	2,18	0,40
	0,17						1,23	1,42	2,00	0,44
	0,29						1,10	1,27	1,79	0,49
	0,43						1,01	1,17	1,64	0,54
0,57						1,00	1,16	1,63	0,54	
15	0,015						1,47	1,65	2,39	0,38
	0,029						1,40	1,57	2,28	0,40
	0,058						1,30	1,46	2,11	0,43
	0,087						1,23	1,38	2,00	0,46
	0,12	1	1,2	0,44	1	0,72	1,19	1,34	1,93	0,47
	0,17						1,12	1,26	1,82	0,50
	0,29						1,02	1,14	1,66	0,55
	0,44						1,00	1,12	1,63	0,56
0,58						1,00	1,12	1,63	0,56	
20		1	1,2	0,43	1	0,70	1,00	1,09	1,63	0,57
25		1	1,2	0,41	1	0,67	0,87	1,92	1,41	0,68
30		1	1,2	0,39	1	0,63	0,76	0,78	1,24	0,80
35		1	1,2	0,37	1	0,60	0,66	0,86	1,07	0,95
40		1	1,2	0,35	1	0,57	0,57	0,55	0,93	1,14

$\alpha, ^\circ$	$\frac{F_a^{*1}}{C_0}$	V		X*1			Y*1			e^{*1}	
		по отношению к вектору нагрузки внутреннее кольцо		Однорядные*2 $\frac{F_a}{VF_r} > e$	Двухрядные*3		Однорядные*2 $\frac{F_a}{VF_r} > e$	Двухрядные*3			
		вращается	неподвижно		$\frac{F_a}{VF_r} \leq e$	$\frac{F_a}{VF_r} > e$		$\frac{F_a}{VF_r} \leq e$	$\frac{F_a}{VF_r} > e$		
<i>Радиальные сферические двухрядные</i>											
—	—	1	1	0,40	1	0,65	0,4 ctg α	0,42 ctg α	0,65 ctg α	1,5 tg α	
<i>Магнетные</i>											
—	—	1	1	0,5	—	—	2,5	—	—	0,2	

*1 Значения X, Y и e для нагрузок или углов контакта, не указанных в табл. 2, определяют линейной интерполяцией.

*2 Для однорядных подшипников при $\frac{F_a}{VF} \leq e$ принимают X = 1, Y = 0.

При определении эквивалентной нагрузки на однорядные сдвоенные радиально-упорные подшипники, обращенные друг к другу: одноименными торцами колец (типы 236000, 246000, 266000, 336000, 346000, 366000) принимают значения X и Y, как для двухрядных подшипников; разноименными торцами колец (типы 436000, 446000, 466000) принимают значения X и Y, как для однорядных подшипников.

*3 Только для двухрядных подшипников симметричной конструкции.

Таблица 4. Значення коефіцієнтів X, Y, V для радіальних та радіально – упорних шарикопідшипників.

Номинальна довговічність знаходиться за формулою:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right);$$

Підшипники роликові упорно – радіальні та упорні. Динамічна осьова вантажопідйомність для однорядного одинарного та дворядного підшипника:

В якому $\alpha = 90^\circ$

$$C = f_c l_W^{7/9} Z^{3/4} D_W^{29/27}$$

В якому $\alpha \neq 90^\circ$

$$C = f_c (l_W \cos \alpha)^{7/9} \operatorname{tg} \alpha Z^{3/4} D_W^{29/27}$$

Де Z – є собою число роликів, які сприймають навантаження, діючу за одним напрямком.

Якщо декілька роликів встановлюються таким чином, що їх осі збігаються, то вони оглядаються як один ролик с довжиною l_W , рівній сумі довжин тих окремих роликів.

Значення коефіцієнту f_c зображені на таблиці 5.

$\frac{D_W \cos \alpha}{D_0}$	f_c при $\alpha, ^\circ$		$\frac{D_W \cos \alpha}{D_0}$	f_c при $\alpha, ^\circ$	
	90	50		90	50
0,01	99,3	104,8	0,20	193,0	170,9
0,05	137,8	143,3	0,25	198,4	165,4
0,10	165,4	165,4	0,30	209,5	—
0,15	182,0	170,9			

Таблиця 5. Значення коефіцієнтів f_c для упорних та радіально-упорних роликотішипників .

Динамічна осьова вантажопідйомність для упорного підшипника з двома чи більш рядами роликів, сприймаючих навантаження в одному напрямку.

$$C = (Z_1 l_{W1} + Z_2 l_{W2} + \dots + Z_n l_{Wn})$$

$$* \left[\left(\frac{Z_1 l_{W1}}{C_1} \right)^{9/2} + \left(\frac{Z_2 l_{W2}}{C_2} \right)^{9/2} + \dots + \left(\frac{Z_n l_{Wn}}{C_n} \right)^{9/2} \right]^{-2/9}$$

Тип підшипника	X	Y	X	Y	e
	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$		
Одинарный $\alpha \neq 90^\circ$	—	—	$\text{tg } \alpha$	1	$1,5 \text{ tg } \alpha$
Двойной $\alpha \neq 90^\circ$	$1,5 \text{ tg } \alpha$	0,67	$\text{tg } \alpha$	1	$1,5 \text{ tg } \alpha$

Таблиця 6. Коефіцієнт X, Y, для упорних та упорно-радіальних роликотішипників

Статична еквівалентне навантаження осей для $\alpha \neq 90^\circ$

$$P_o = 2,3F_r \operatorname{tg} \alpha + F_\alpha$$

Статична осева вантажопідйомності

$$C_0 = 98,1Zl_w D_w \sin \alpha$$

Де Z – число роликів які сприймають навантаження в одному напрямку.

Номінальна довговічність:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^{\frac{10}{3}}$$

Формула статичного еквівалентного осьового навантаження дійсна для всіх

Формула статичного еквівалентного осьового навантаження є дійсна для кожного з співвідношення радіального чи осьового навантаження для подвійних підшипників, однак для одинарних підшипників вона справедлива тільки в тому випадку, якщо $\frac{F_r}{F_a} \leq 0,44 \operatorname{ctg} \alpha$ та дає задовільні, но менш точні величини P_o для $\frac{F_r}{F_a} < 0,67 \operatorname{ctg} \alpha$. Числові значення динамічного коефіцієнту K_B і температурні коефіцієнти K_T позначені на табл.7 та 8.

Коефіцієнт оберт $V = 1$ в тому випадку, якщо відносини к вектору навантаження обертає внутрішнє кільце; $V = 1,2$ якщо, за відношенням к вектору навантаження обертання наружного кільця (окрім радіальних шарикових сферичних, радіально – упорних шарикових магнітних та упорних шарикових та роликів, котрі в будь якому випадку $V = 1$).

Однакові значення терміну служби підшипників кочення, встановлених в опорах різних механізмів, можуть бути більш-менш недостатньо задовільними, або навпаки, залежно від умов роботи механізму. Наприклад, для підшипників в опорах кочення, які часто піддаються перевантаженню і контролю на відбраковування, номінальний термін служби може становити від 2000 до 3000 годин. Крім того, за правильного рахунку, проектування та виготовлення підшипників, та правильного дотримання необхідних умов експлуатації, фактичний термін служби підшипників має значно перевищувати розрахунковий номінальний термін служби. Середній номінальний термін служби від 3000 до 5000 тисяч годин також є задовільним підшипників, котрі встановлені у машинах, де не потрібна висока надійність, за умови, що підшипники доступні для огляду та можуть бути заміщені під час планового технічного обслуговування без тривалого простою. Під час опори кривошипно – ексцентрикових та планетарних механізмів збільшуються габаритні розміри опори і зростає поступально – обертальна маса, що призводить до збільшення відцентрових навантажень і концентрованого руйнування підшипників (особливо сепаратора). Тому в таких підшипниках також є рекомендації використовувати підшипники з меншим номінальним терміном служби. Це особливо актуально, оскільки робоче навантаження прикладається протягом короткого часу і невеликої частини циклу, а календарний термін служби підшипника, як очікується, буде набагато більшим за номінальний термін служби. Водночас номінальний термін служби ніж 10.000 годин недостатній для підшипників які встановлені в опорах машин, де огляд опор утруднений. Прикладом є вихід з ладу одного підшипника може привести до простою безперервної виробничої лінії.

В ГОСТ 520-2011 зазначено, що « межі відхилень отворів або наружного діаметру прийняті к замірам в радіальних площинах, які розташовані в зоні

					ХНТУ 13303 ПЗ	Арк.А
Ізм..I	Арк.А	№ докум.№	ПідписПі	Дата		54

виходячи з максимально допустимого відхилення від середнього діаметра отвору циліндра. Фактична монтажна висота внутрішнього вузла конічного підшипника T_{1s} вимірюється на вимірювальному приладі за схемою, показаною на рис. 19. Встановіть індикатор на нуль за допомогою кінцевої міри, паралельної площині довжини, або напрямної міри і встановіть його на відповідній висоті від вимірювальної площини вимірювального пристрою.

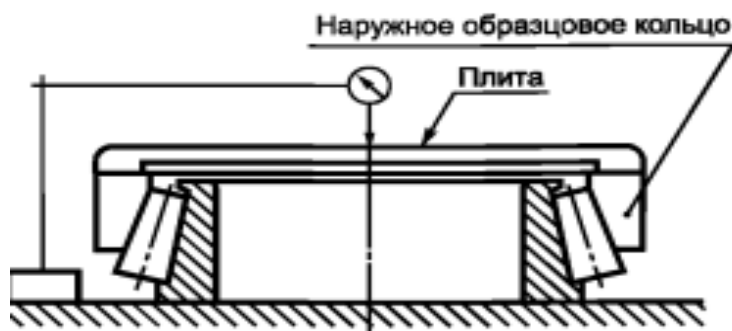


Рисунок 21 - Схема вимірювання монтажної висоти внутрішнього вузла підшипника.

Ізм..I	Арк.А	№ докум.№	ПідписПі	Дата

ХНТУ 13303 ПЗ

Арк.А

| 56

3.2 - Приклади розрахунку експлуатаційних характеристик та довговічності підшипників кочення.

Розрахунок експлуатації та довговічності підшипника кочення є складним та основним етапом для створення, або покращення деталі пристрою, для якого використовують різноманітні теоретичні моделі та емпіричні данні .

$$(V = K_B = K_T = 1,0).$$

На першому прикладі нам дається підшипник радіально – упорний шариковий однорядного типу 46.000, кут контакту складає $\alpha = 26^\circ$. Кількість кульок складає $Z = 12$. Діаметр кульок $D_W = 7,938$ мм. Середній діаметр підшипника $D_0 = 38,5$ мм.

Для початку треба визначити динамічну вантажопідйомність підшипника

$$\text{При: } \frac{D_W \cos \alpha}{D_0} = \frac{7.938 \cos 26^\circ}{38.5} = 0.185$$

$$\text{Коефіцієнт } f_c = 59.9$$

Динамічна вантажопідйомність підшипника

$$C = 59,9 (1 * \cos 26^\circ)^{0.7} * 12^{2/3} * (7.938)^{1.8} = 12200 \text{Н.}$$

На другому прикладі нам даний підшипник радіальний с циліндричними роликками однорядного типу 2000. Кількість роликів $Z = 12$. Діаметр роликів $D_W = 15$ мм. Робоча довжина роликів $L_W = 14$ мм. Середній діаметр підшипника $D_0 = 80$ мм.

Визначаємо динамічну вантажопідйомність підшипника:

$$\text{При: } \frac{D_W \cos \alpha}{D_0} = \frac{15 \cos 0}{80} = 0.1875$$

$$\text{Коефіцієнт } f_c = 78,3$$

Динамічне вантажопідйомність підшипника складає $C = 78,3(1 \cdot 14 \cdot \cos 0^\circ)^{7/9} \cdot 12^{3/4} \cdot 15^{29/27} = 71900 \text{ Н}$.

Завдання підібрати підшипник радіальний кульковий однорядний середньої серії типу 300. Радіальне навантаження $F = 5600 \text{ Н}$. Частота обертання внутрішнього кільця $n = 800 \text{ об/хв}$. Необхідна номінальна довговічність підшипника $L_{10h} = 20000 \text{ год}$.

Динамічна еквівалентна радіальна навантаження $P = XF + YF$.

При $a F = 0$ та $X = 1,0$ $P = F$, 5600 Н . При $L_{10h} = 20\ 000 \text{ год}$ коефіцієнт O_h довговічності $f = 3,42$

При $n = 800 \text{ об/хв}$ коефіцієнт частоти обертання $f = 0,347$

Динамічна вантажопідйомність підшипника, необхідна для заданого режиму роботи,

$$C = \frac{f_h}{f_n} P = \frac{3.42}{0.347} * 5600 = 55200 \text{ Н}$$

Цим умовам задовольняє підшипник 311 ($C = 56\ 000 \text{ Н}$)

Завдання вибрати підшипник радіальний роликівий сферичний дворядний середньої серії типу 3600 з діаметром отвору $120 - 140 \text{ мм}$. Радіальне навантаження $F_r = 60,000 \text{ Н}$. Осьове навантаження F_a складає $12,000 \text{ Н}$. Частота обертів внутрішнього кільця $n = 400 \text{ об/хв}$. Вимоглива номінальна довговічність підшипника $L_{10h} = 40,000 \text{ год}$. Кут контакту α в підшипнику типу 3600 з діаметром отвору $120 - 140 \text{ мм}$, подібних у підшипниках 3624, 3626, або 3628 дорівнює приблизно 14° . При цьому $e = 1,5 \text{ tg } \alpha = 1.5 \text{ tg } 14^\circ = 0.374$.

Динамічне радіальне еквівалентне навантаження $P = FX_r + YF_a$

При $\frac{F_a}{F_r} = \frac{12.000}{60.000} = 0.2 < e$

					ХНТУ 13303 ПЗ	Арк.А
Ізм..І	Арк.А	№ докум.№	ПідписПі	Дата		58

$$X = 1.0$$

$$Y = 0.45 \operatorname{ctg} \alpha = 0.45 * \operatorname{ctg} 14^\circ = 1.8$$

$$P = 1.0 * 60.000 * 1.8 * 12.000 = 81.600 \text{ H}$$

При $L_{10h} = 40.000$ год коефіцієнт довговічності $f_h = 3.72$

При $n = 400$ об/хв. коефіцієнт частоти обертання $f_n = 0.475$.

Динамічна радіальна вантажопідйомність підшипника, яка потребує для даного режиму роботи:

$$C = \frac{f_h}{f_n} P = \frac{3.72}{0.475} * 81.600 = 639.000 \text{ H}$$

Такою умовою задовольняє підшипник № 3628 ($C = 681,000 \text{ H}$).

Вибір підшипника за відсутності обертання або за швидкості обертання до 1 об/хв ґрунтується на статичній вантажопідйомності $C_0 = F_s P_0$. Коефіцієнти надійності F_s за статичного навантаження становлять 1,2-2,5; 0,8-1,5 та 0,5-0,8 за високого, нормального і зниженого навантаження відповідно.

Відповідно формулі рекомендується використовувати, коли необхідно визначити розрахункову довговічність усіх підшипників, встановлених на окремому механізмі або групі механізмів. Які входять до складу устаткування, визначити довговічність усієї системи підшипників та визначити термів служби устаткування до першого виходу з ладу одного з підшипників

$$\frac{1}{L^e} = \frac{1}{L_1^e} + \frac{1}{L_2^e} + \frac{1}{L_3^e} + \dots + \frac{1}{L_n^e}$$

Де: L – довговічність системи підшипників

$L_1 L_2 L_3 \dots L_n$ – довговічність кожного підшипника, який входить у систему

$E=10/9$ – для шарикопідшипників

					ХНТУ 13303 ПЗ	Арк.А
Ізм..І	Арк.А	№ докум.№	ПідписПі	Дата		59

$E=9/8$ – для роликотідшипників

Для навантажень і швидкостей обертання, які змінюються в процесі роботи механізму, визначають їхні середні значення, а також значення, за яких очікуваний термін служби підшипника приймають таким самим, як за таких конкретних умов. Середнє навантаження при роботі зі змінним навантаженням, що змінюється за постійної швидкості обертання.

$$F_m = \left(F_1^p \frac{q_1}{100} + F_2^p \frac{q_2}{100} + F_3^p \frac{q_3}{100} + \dots + F_n^p \frac{q_n}{100} \right)$$

Де: $F_1 F_2 F_3 \dots F_n$ – навантаження (радіальне або осьове), сприймане

Під час розрахунку терміну служби радіально-упорних однорядних шарикотідшипників або конічних роликотідшипників, оснащених проставками, враховується осьова складова, яка виникає через радіальне навантаження та впливає на загальне навантаження.

Визначення довговічності підшипників в млн. об.

$$\left(\frac{F_{r1}}{2Y_1} - \frac{F_{r2}}{2Y_2} \right) = \left(\frac{6.800}{2 * 1.44} - \frac{5.200}{2 * 1.6} \right) = 730 \text{ Н}$$

Також при:

$$A > \left(\frac{F_{r1}}{2Y_1} - \frac{F_{r2}}{2Y_2} \right)$$

Повне осьове навантаження для опору 1

$$F_{a1} - \frac{F_{r2}}{2Y_2} + A = \frac{5.200}{2 * 1.60} + 1,600 = 3230 \text{ Н}$$

Динамічне еквівалентне навантаження $P = XF_r + YF_a$ дорівнює відносно:

Для опори 1 - $P = X_1 F_r + Y_1 F_{a1} = 0.4 * 6.800 + 1.44 * 3230 = 7.370 \text{ Н}$

Для опори 2 - $P_2 = F_{r2} 5200 \text{ Н}$.

					ХНТУ 13303 ПЗ	Арк.А
Ізм..І	Арк.А	№ докум.№	ПідписПі	Дата		60

Довговічність підшипників (млн. об.)

Для опори 1 при: $\frac{C_1}{P_1} = \frac{65,500}{7,370} = 8,89$ дорівнює 1,455 млн. об.

Для опори 2 при: $\frac{C_2}{P_2} = \frac{45,000}{5,200} = 8,650$ дорівнює 1329 млн. об.

При розрахунку загального осьового навантаження на підшипник з вирахуванням осьових складників від радіального навантаження рекомендується використовувати формули, які показані на таблицях 9 та 10.

Схема установки	Случай нагружения	Условия нагружения	Общая осевая нагрузка в опоре	
			1	2
<p>a)</p>	I	$e_1 F_{r1} \geq e_2 F_{r2}$ $A \geq 0$	$F_{a1} = e_1 F_{r1}$	$F_{a2} = e_1 F_{r1} + A$
	II	$e_1 F_{r1} < e_2 F_{r2}$ $A \geq e_2 F_{r2} - e_1 F_{r1}$	$F_{a1} = e_1 F_{r1}$	$F_{a2} = e_1 F_{r1} + A$
	III	$e_1 F_{r1} < e_2 F_{r2}$ $A < e_2 F_{r2} - e_1 F_{r1}$	$F_{a1} = e_2 F_{r2} - A$	$F_{a2} = e_2 F_{r2}$
<p>b)</p>	IV	$e_1 F_{r1} \leq e_2 F_{r2}$ $A \geq 0$	$F_{a1} = e_2 F_{r2} + A$	$F_{a2} = e_2 F_{r2}$
	V	$e_1 F_{r1} > e_2 F_{r2}$ $A \geq e_1 F_{r1} - e_2 F_{r2}$	$F_{a1} = e_2 F_{r2} + A$	$F_{a2} = e_2 F_{r2}$
	VI	$e_1 F_{r1} \geq e_2 F_{r2}$ $A < e_1 F_{r1} - e_2 F_{r2}$	$F_{a1} = e_1 F_{r1}$	$F_{a2} = e_1 F_{r1} - A$

Таблиця 9 – Загальне навантаження з розрахунком осьових складників від радіальних навантажень для радіально-упорних шарикопідшипників

Схема установки	Случай нагружения	Условия нагружения	Общая осевая нагрузка в опоре	
			1	2
 	I	$\frac{F_{r1}}{Y_1} \geq \frac{F_{r2}}{Y_2}$ $A \geq 0$	$F_{a1} = \frac{F_{r1}}{2Y_1}$	$F_{a2} = \frac{F_{r1}}{2Y_1} + A$
	II	$\frac{F_{r1}}{Y_1} < \frac{F_{r2}}{Y_2}$ $A \geq \left(\frac{F_{r2}}{2Y_2} - \frac{F_{r1}}{2Y_1} \right)$	$F_{a1} = \frac{F_{r1}}{2Y_1}$	$F_{a2} = \frac{F_{r1}}{2Y_1} + A$
	III	$\frac{F_{r1}}{Y_1} < \frac{F_{r2}}{Y_2}$ $A < \left(\frac{F_{r2}}{2Y_2} - \frac{F_{r1}}{2Y_1} \right)$	$F_{a1} = \frac{F_{r2}}{2Y_2} - A$	$F_{a1} = \frac{F_{r2}}{2Y_2}$

Схема установки	Случай нагружения	Условия нагружения	Общая осевая нагрузка в опоре	
			1	2
 	IV	$\frac{F_{r1}}{Y_1} \leq \frac{F_{r2}}{Y_2}$ $A \geq 0$	$F_{a1} = \frac{F_{r2}}{Y_2} + A$	$F_{a2} = \frac{F_{r2}}{2Y_2}$
	V	$\frac{F_{r1}}{Y_1} > \frac{F_{r2}}{Y_2}$ $A \geq \left(\frac{F_{r1}}{2Y_1} - \frac{F_{r2}}{2Y_2} \right)$	$F_{a1} = \frac{F_{r2}}{2Y_2} + A$	$F_{a2} = \frac{F_{r2}}{2Y_2}$
	VI	$\frac{F_{r1}}{Y_1} > \frac{F_{r2}}{Y_2}$ $A < \left(\frac{F_{r1}}{2Y_1} - \frac{F_{r2}}{2Y_2} \right)$	$F_{a1} = \frac{F_{r1}}{2Y_1}$	$F_{a2} = \frac{F_{r1}}{2Y_1} - A$

Таблиця 10 – Загальне осьове навантаження з розрахунком осьових складників від радіальних навантажень для однорядних конічних роликопідшипників.

Для підшипників, які працюють за постійної швидкості обертання, термін служби L_h простіше виразити в годинах роботи.

Значення $\frac{P_r}{C}$ для різних швидкостей обертання та значення довговічності, виражені в годинах роботи, наведені окремо для кулькових та роликових підшипників. Рекомендована розрахункова довговічність L_h для різних типів машин наведена в табл. 11.

Приклади машин та устаткування	L_h , год
Прилади та апарати, що використовуються періодично: демонстраційна апаратура, механізми для закривання дверей, побутові прилади.	500
Невідповідальні механізми, що використовуються протягом коротких періодів часу: механізми з ручним приводом, сільськогосподарські машини, піднімальні крани в складальних цехах, легкі конвеєри.	4 000 і більш
Відповідальні механізми, що працюють із перервами: допоміжні механізми на силових станціях, конвеєри для потокового виробництва, ліфти, металообробні верстати, що нечасто використовуються.	8 000 і більш
Машини для однозмінної роботи з неповним завантаженням: стаціонарні електродвигуни, редуктори загального призначення, металорізальні верстати, які часто використовуються.	12 000 і більш
Машини, що працюють із повним завантаженням в одну зміну: машини загального машинобудування, піднімальні крани для режимів Т і ВТ, вентилятори, розподільні вали.	Близько 20000
Машини для цілодобового використання: компресори, насоси, шахтні підіймачі, стаціонарні електромашини, суднові приводи.	40 000 і більш
Безупинно працюючі машини з високим навантаженням: устаткування паперових фабрик, енергетичні пристрої, шахтні насоси, устаткування торгових морських суден.	100 000 і більш

Таблиця 11 – Значення розрахункової довговічності для різних типів машин.

Під час вибору підшипників необхідно враховувати допустиму швидкість обертання. Критична швидкість обертання приблизно оцінюється параметром

$$d_m * n = const.$$

Вона залежить від конструкції підшипника і матеріалу сепаратора. Також допустима швидкість залежить від мастильного матеріалу, умов охолодження, розміру та характер навантаження. Максимальні частоти обертання, зазначені в каталозі, відповідають підшипникам зі сталевими штампованими сепараторами, якщо не вказана обмовка.

3.3 Огляд патентних рішень

Відкрита база даних, що містить велику кількість патентної інформації за країнами, заявниками, винахідниками та патентними відомствами, є потужним каталізатором розвитку винахідницької діяльності та ефективної комерціалізації її результатів. Патентний пошук є важливим інструментом науково-технічного прогресу та є беззаперечно повинен використовуватись науково-дослідними установами та бізнесовими суб'єктами. Патентна інформація включає технічну і правову інформацію, що міститься в патентних документах, які регулярно випускаються патентним відомством. Патентна інформація включає в себе технічну та юридичну інформацію, яка міститься в патентних документах котрі на регулярній основі випускаються патентним відомством, а також інформацію про видані патенти та патентні заявки, також включають зміст опублікованих патентних документів, а також бібліографічну інформацію про патенти на винаходи, авторські свідоцтва та патенти на користь моделі. Однак можна дійти висновку, що без баз даних і пошукових служб патентної інформації міжнародне співтовариство розробило ефективні механізми проведення патентного пошуку, які гарантують ретельність, повноту та релевантність отриманих даних галузі винахідницької діяльності, окремим патентним відомствам, заявникам, винахідникам та іншим. Міжнародне виробництво розробило ефективні механізми проведення патентного пошуку, що забезпечують ретельність, повноту та актуальність одержуваних даних що до країн, галузей винахідницької діяльності, окремих патентних відомств, заявників та

					ХНТУ 13303 ПЗ	Арк.А
Ізм..I	Арк.А	№ докум.№	ПідписПі	Дата		64

винахідників, які своєю чергою є важливими інструментами для подальшого розвитку науки і техніки. В дипломній роботі магістра було розглянемо декілька видів український патентів для обміркування подальших методів покращення та удосконалення підшипникових вузлів і підвищення їх зносостійкості.

Опис до патенту на корисну модель №UA 2074 U «Підшипниковий вузол ковзання» вказує, що корисна модель належить до галузі машинобудування, а саме до підшипників, використання яких поширене у різних машинах і механізмах. В основу корисної моделі покладено завдання в конструкції підшипника, в якому шляхом зміни конструкції можна отримати новий технічний результат, що полягає у збільшенні довговічності та зручності використання.

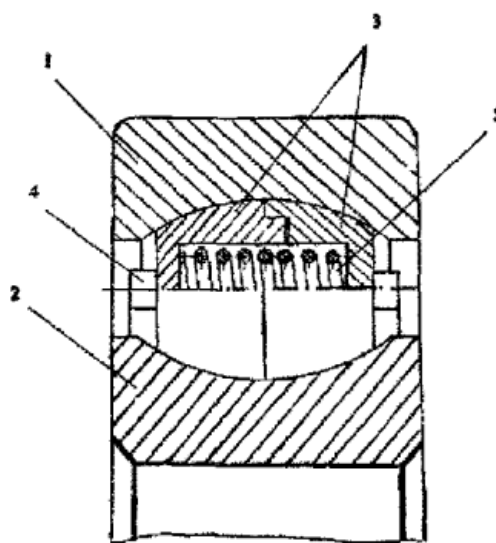


Рисунок 22 – Схема підшипникового вузла з патенту №UA 2074 U

Підшипник кочення працює наступним чином. Відносно обертання внутрішнього кільця 2 відносно зовнішнього 1 кільця забезпечується за рахунок кочення складених тіл кочення (роликів). 3 між ними, ззовні кожне з тіл кочення контактує з біговими доріжками (криволінійної форми), що виконані на зовнішньому 2 кільцях підшипника, під час роботи половинки тіл кочення розтискуються пружиною 5, оптимізуючи можливий та

потрібний зазор, що утворюються підчас роботи підшипника через поступове зношення контактних поверхонь кочення.

Опис до деклараційного патенту на винахід № UA 30175 А «Підшипник кочення» зазначено, що винахід належить до машинобудування, зокрема до підшипників кочення, і може бути використовуватись в опорах осей та валів різних машин, обладнання та спорядження.

Технологічний процес формування ущільнення підшипників з антифрикційної композиції включає: змащування підшипника, підготовку антифрикційної композиції, встановлення нею порожнини підшипника з послідуною витримкою не менш від двох до трьох днів, шліфовку та зрив внутрішнього кільця.

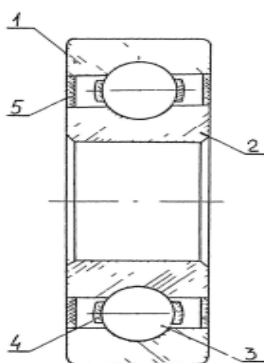


Рисунок 23 – Зображення підшипника кочення кулькового за описом патенту № UA 30175 А

За зображені запропонований підшипник кочення кульковий, який маючи зовнішнє 1 та внутрішнє 2 кільця, встановлені між ними сепаратор 4 з тілами кочення 3 та двобічне ущільнення 5, сформоване з антифрикційної композиції.

Після витримки заповнених антифрикційною композицією підшипників протягом 2 -3 діб останні шліфуються шнуркою з середнім і дрібним зерном з метою забезпечення площинності між заповненим антифрикційним шаром та торцями кілець підшипника. Потім робиться зрив, тобто забезпечення обертання, внутрішнього кільця підшипника на конусному металевому

стержні за допомогою спеціального пристрою або вручну обертальними рухами. Після зриву внутрішнього кільця підшипники готові до експлуатації.

Опис до деклараційного патенту на корисну модель № UA 36006 U «Підшипник кочення» зазначає, що корисна модель відноситься до машинобудування, зокрема до підшипників кочення і може бути використана в опорах осей та валів різних машин, обладнання та спорядження. Вролі основного компонента антифрикційної композиції являється графіт марки ГЛ – 1 за ГОСТ 5279-74. Складовими частинами її можуть бути наприклад: порошок олов'янистої або свинцевистої бронзи, епоксидна смола, рослинне масло та затвердник.

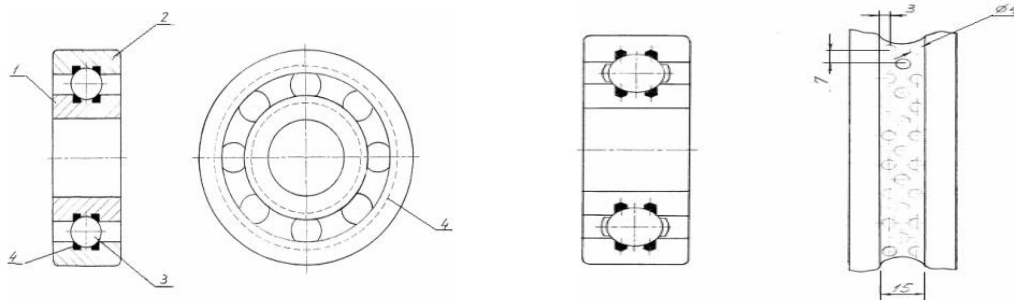


Рисунок 24 – Схема підшипника кочення за описом патенту

№ UA 36006 U

На рисунку зображено підшипник кочення кульковий, який має зовнішнє 1 та внутрішнє 2 кільця, котрі встановлені між ними сепаратор 3 з тілами кочення 4 та двохстороннє ущільнення 5 на робочих поверхнях якого спеціально виконані кругові проточки та циліндричні отвори, в яких сформовані твердо змащуючі вставки з антифрикційної, термореактивної, пониженої крихкості вуглецевої композиції. Строк експлуатації запропонованих підшипників підвищується до 2-х разів.

Опис до патенту на корисну модель № UA 31063 U «Підшипник кочення» зазначає ,що корисна модель належить до машинобудування, зокрема до підшипників кочення і може бути використана в опорах осей та валів різних машин, обладнання та спорядження. Поставлена задача

					ХНТУ 13303 ПЗ	Арк.А
Ізм..I	Арк.А	№ докум.№	ПідписПі	Дата		67

досягається тим, що у підшипника кочення, який вміщує зовнішнє та внутрішнє кільця, розташовані між ними сепаратор з тілами кочення та двостороннє ущільнення, яке сформоване у порожнині підшипника, обмеженою зовнішнім та внутрішнім кільцями, та сепаратором з тілами кочення із антифрикційної самозмащувальної, термоактивної зниженої крихкості вуглецевої композиції, ущільнення сформоване у порожнечі підшипника, що має форму зрізаного конуса створеного зовнішнім та внутрішнім кільцями на робочих поверхнях яких виконано кругові конуси проточки конусністю від 2:5 до 2:6 і глибиною від 1/3 до 1/2 відстані від торця кілець до тіла кочення.

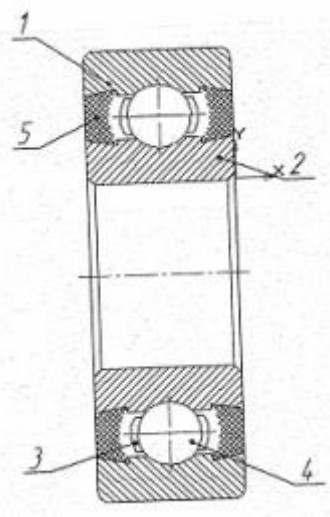


Рисунок 25 - Схема підшипника кочення за описом патенту

№ UA 31063 U

На схемі зображено підшипник кочення кульковий, який має зовнішнє 1 та внутрішнє 2 кільця, встановлені між ними сепаратор 3 з тілами кочення 4 та двобічне ущільнення 5 конусної форми сформоване з антифрикційної композиції.

Переваги підшипників з двобічними конусними ущільненнями наступні:

1. Запропоновані підшипники більш довговічні. Можуть працювати надійно в агресивних середовищах, у вузлах тертя з підвищеною температурою та вологістю.

					ХНТУ 13303 ПЗ	Арк.А
Ізм..I	Арк.А	№ докум.№	ПідписПі	Дата		68

2. Значно скорочуються витрати підшипників.
3. Застосування запропонованих підшипників сприяє підвищенню техніко-економічних показників виробництва і перш за все за рахунок скорочення простоїв обладнання з проміж недостатньої довговічності підшипників, та необхідності їх заміни
4. Не потребується суттєвих додаткових виробничих та трудових витрат на виготовлення та встановлення захисних металевих або пластмасових шайб.
- 5- Технологічний процес формування ущільнень підшипників з антифрикційної композиції може бути організований будь-яким підприємством або господарством без суттєвих витрат .

3.4 Розробка модернізованої конструкції з покращеними характеристиками

Як альтернативу і розробку конструкторських рішень для підшипників, я хотів би запропонувати свою теорію що до поліпшення підшипника котіння.

Роликовий підшипник кочення, який має зовнішнє та внутрішнє кільце, ролики між ними та сепаратор які будуть виготовляться з високоякісної, високо - вуглецевої хромистої сталі ШХ15ГС ГОСТ 801 - 78, бо ця сталь багата на велику кількість вуглецю, кремнію та марганцю, а концентрація кисню не перевищує 0,0015%. Фізико – механічні характеристики сталі ШХ15ГС забезпечує хорошу тріщиностійкість і підвищену стійкість до трибологічних навантажень порівняно з ШХ15. Крім того, ця сталь легко піддається термічній та механічній обробці, що призвело до значного зростання попиту на цю сталь в різних спеціалізованих галузях.

					ХНТУ 13303 ПЗ	Арк.А
Ізм..I	Арк.А	№ докум.№	ПідписПі	Дата		69

Наступним кроком підшипник відправляємо на термообробку для отжигу металу на температуру 800 °С Тіла кочення пропоную виконати з суміші кремнія та нітриду (кераміки). Модуль пружності кераміки в такому підшипнику буде мати значну величину за рахунок зменшення розміру контактної зони з'єднання типу «кільце – каток» допомагаючи цим знизити тертя кочення і ковзання, та зумовлює до меншого нагрівання деталі під час робочого циклу та підвищеного ресурсу. Низька щільність нітриду кремнію (приблизно у 2.5 рази нижча, ніж у сталі) дає знати, що навантаження на сепаратор, в особливості під час розгону та зупинки є меншим, тим самим зниження тертя та теплостійкості. Тим самим подовжуючи термін служби мастильного матеріалу.

					ХНТУ 13303 ПЗ	Арк.А
Ізм..І	Арк.А	№ докум.№	ПідписПі	Дата		70

ВИСНОВОК

В кваліфікаційній дипломній роботі магістра було проаналізовані конструкції підшипникових вузлів, компресорів холодильної техніки та фактори, що впливають на їх зносостійкість.

В розрахунково – конструкторській частині було показані розрахунки загальних характеристик підшипникового вузла холодильної техніки, приклади для розрахунків для експлуатації характеристик та довговічності підшипників кочення . Був зроблений огляд патентних рішень та власна пропозиція удосконалення підшипника вузла.

Встановлено, що основними напрямками підвищення зносостійкості є використання якісніших підшипникових матеріалів із поліпшеними антифрикційними властивостями – кераміки, полімерних композитів , котрі дозволяють збільшити термін служби підшипників у 2-3 рази. Вдосконалення конструкції вузлів для кращого відводу тепла та змащення. Застосування примусової подачі мастила та систем охолодження дає можливість знизити температурний режим роботи й підвищити довговічність підшипників. Використання сучасних технологій обробки поверхонь тертя дозволяє значно зменшити початковий період припрацювання та підвищити опір зношуванню підшипникових вузлів.

Реалізація запропонованих заходів дасть змогу істотно підвищити ресурс і надійність роботи підшипникових вузлів компресорів холодильних установок.

					ХНТУ 13303 ПЗ	Арк.А
Ізм..I	Арк.А	№ докум.№	ПідписПі	Дата		71

13. «Промислові LoRaWAN датчики температури» [Інтернет ресурс]
<https://iotji.io/solutions/promyslovist/>
14. «Типи вібрметрів та їх схеми» [Інтернет ресурс]
<http://vibrometer-vp.ru/article24.html>
15. «Пьезоелектрині акселерометри» [Інтернет ресурс]
<https://controleng.ru/apparatnye-sredstva/sensory-i-datchiki/akselerometry-meggitt/>
16. С. М. Коломієць «Підшипник кочення. Основні параметри та розрахунки» . [Інтернет ресурс] <http://www.tsatu.edu.ua/tm/wp-content/uploads/sites/14/pidshypnyky-kochennja.pdf>
17. УДК 003.62:621.822:006.354 ГОСТ 3189 – 89 « Підшипники шарикові та роликові»
18. « Класифікація, матеріали деталей і точність підшипників ковзання» [Інтернет ресурс] <https://studfile.net/preview/5403529/page:65/>