

Міністерство освіти і науки України
Український державний університет науки і технологій

Факультет «Транспортна інженерія»

(назва факультету)

Кафедра «Прикладна механіка та матеріалознавство»

(повна назва кафедри)

Пояснювальна записка
до кваліфікаційної роботи
на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»
(ступінь вищої освіти)

на тему: **Поліпшення енергетичної ефективності підшипникових вузлів
ходової частини вантажних автомобілів**

за освітньою програмою **«Автомобілі та автомобільне господарство»**

зі спеціальності: **274 Автомобільний транспорт**

*** (цифр і назва спеціальності)

Виконав: студент групи: АГ1811

(підпис студента)

/ Владислав ХОМЕНКО /

(Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

Керівник:

(підпис)

/ Казимир ГЛАВАЦЬКИЙ /

(посада, Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

Нормоконтролер:

(підпис)

/ Олександр ПОСМІТЮХА /

(посада, Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

Засвідчую, що у цій роботі немає запозичень з
праць інших авторів без відповідних посилань.

Студент

(підпис)

Дніпро – 2022

Ministry of Education and Science of Ukraine
Ukrainian State University of Science and Technologies

Faculty of Transport Engineering

(faculty)

Department of Applied Mechanics and Materials Science

(department)

Explanatory Note
to Bachelor's Thesis

on the topic:

Improving the energy efficiency of truck chassis bearings

according to educational curriculum «Cars and automotive industry»

in the Speciality: 274 Road transport

(speciality and its code)

Done by the student of the group: АГ1811

/ Vladislav KHOMENKO /
(name, surname)

Scientific Supervisor:

/ Kazimir HLAVATSKYI /
(position, name, surname)

Normative controller :

/ Oleksandr POSMITIUKHA /
(position, name, surname)

Dnipro – 2022

Ukrainian State University of Science and Technologies

Faculty of Transport Engineering

(faculty)

Department of Applied Mechanics and Materials Science

(department)

**Explanatory Note
to Bachelor's Thesis**

on the topic:

Improving the energy efficiency of truck chassis bearings

according to educational curriculum «Cars and automotive industry»

in the Speciality: 274 Road transport

(speciality and its code)

Done by the student of the group: АГ1811

/ Vladislav KHOMENKO /
(name, surname)

Scientific Supervisor:

/ Kazimir HLAVATSKYI /
(position, name, surname)

Normative controller :

/ Oleksandr POSMITIUKHA /
(position, name, surname)

Dnipro – 2022

Міністерство освіти і науки України
Український державний університет науки і технологій

Факультет: Транспортна інженерія
Кафедра: Прикладна механіка та матеріалознавство
Рівень вищої освіти: перший (бакалаврський)
Освітня програма: Автомобілі та автомобільне господарство
Спеціальність: 274 Автомобільний транспорт
(шифр та назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри _____
Сергій РАКША
(підпис) (Ім'я ПРИЗВИЩЕ)

Дата _____

З А В Д А Н Н Я

на кваліфікаційну роботу _____
на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»
(ступінь вищої освіти)

студенту Хоменко Владиславу Сергійовичу
(Прізвище, Ім'я По батькові)

1. Тема роботи: **Поліпшення енергетичної ефективності підшипникових вузлів
ходової частини вантажних автомобілів**

Керівник роботи: Главацький Казимир Цезарович, к. т. н., доцент
(Прізвище, Ім'я, По батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом від "10" 11 2022 р. № 15ст

2. Строк подання студентом роботи: 20.06.2022 р.

3. Вихідні дані до роботи: Дослідні машини – вантажівки МАЗ-5355, МАЗ-64221;
тип – бортовий тягач; вантажопідйомність – 8 т, колеса дискові, бездискові;
Передня підвіска – ресорна з амортизаторами; задня підвіска – ресорно-балансирна;

4. Зміст пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно опрацювати):

4.1 Аналітична частина: огляд і аналіз підшипникових вузлів вантажівок.

4.2 Основна частина: теоретичне визначення параметрів підшипникових вузлів. Теорія експериментальних установок для визначення параметрів підшипникових вузлів.

4.3 Науково-дослідна частина: методика розрахунку у підшипникових вузлах.

5. Перелік демонстраційного матеріалу:

Підшипники та їх модифікації; будова передньої та задньої моточин; балансир;

Спрацювання підшипників; стенд для підшипників; результати досліджень;

Сили, що діють на підшипник; поліамідні сепаратори; інші матеріали.

6. Консультанти розділів роботи:

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Завдання видав: (підпис консультанта, дата)	Завдання прийняв: (підпис студента, дата)

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Огляд і аналіз підшипникових вузлів вантажівок.	06.03.2022	
2	Теоретичне визначення параметрів підшипникових вузлів. Теорія експериментальних установок для визначення параметрів підшипникових вузлів.	24.04.2022	
3	Методика розрахунку у підшипникових вузлах	20.05.2022	
4	Підготовка графічної частини роботи	10.06.2022	
5	Подання кваліфікаційної роботи до кафедри	20.06.2022	
6	Захист кваліфікаційної роботи на засіданні Екзаменаційної комісії	21.06.2022	

Студент

(підпис)

Владислав ХОМЕНКО

(Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

Керівник роботи

(підпис)

Казимир ГЛАВАЦЬКИЙ

(Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

РЕФЕРАТ

Кількість томів: 1

В записці всього 101 сторінок

Найменування роботи: «Поліпшення енергетичної ефективності підшипникових вузлів ходової частини вантажних автомобілів».

Ілюстрації: схем 11; рисунків 23;
графіків 8; фотографій _____;
таблиць 2.

Ключові слова: автомобіль, вантажівка, ходова частина, підшипник, вузол, рух, динаміка, схема, навантаження, сила, параметри, режим, розрахунок, потужність, швидкість.

Текст реферату:

Метою кваліфікаційної роботи є дослідження підшипникових вузлів ходової частини вантажних автомобілів для поліпшення їх енергетичної ефективності. Виконано огляд зразків, які використовувались раніше, використовуються в наш час та які можуть використовуватись в майбутньому. У кваліфікаційній роботі представлені та проаналізовані фундаментальні показники, що впливають на довговічність підшипникових вузлів і на їх енергетичний показник. Також виконаний аналіз аналогів різних сфер проєктування підшипників для огляду їх недоліків та переваг. Представлені вимірювальні установки, методи обчислення, критерії, якими керуються при проєктуванні та удосконаленні підшипникових вузлів у наш час та які мають тенденцію удосконалення в майбутньому.

На основі матеріалів, що надаються в роботі, зроблено висновки і надано пропозиції, щодо подальшого напрямку розвитку дослідження.

ЗМІСТ

ВСТУП	- 7
1 ОГЛЯД І АНАЛІЗ ПІДШИПНИКОВИХ ВУЗЛІВ ШАСІ ВАНТАЖІВОК	- 8
1.1 Підшипникові вузли з підшипниками кочення	- 8
1.2 Підшипникові вузли з підшипниками ковзання	- 20
1.3 Особливості проектування підшипникових вузлів шасі вантажівок	- 24
1.4 Підвищення циклічної довговічності підшипників кочення	- 27
1.5 Висновки за розділом	- 30
2 ТЕОРЕТИЧНЕ ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ПІДШИПНИКОВИХ ВУЗЛІВ, ЩО ВПЛИВАЮТЬ НА ЇХ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНІСТЬ	- 31
2.1 Вплив опору коченню на амплітуди при нелінійних коливаннях	- 31
2.2 Теоретичне визначення величини сили ковзання при коченні	- 35
2.3 Опір коченню платформи трейлера зі зміщеним центром ваги	- 41
2.4 Коефіцієнт тертя в підшипнику кочення маточини колеса автомобіля при мащенні трансмісійними оливами та консистентними мастилами	- 45
2.5 Висновки за розділом	- 49
3 ТЕОРІЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ УСТАНОВОК ДЛЯ ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ПІДШИПНИКОВИХ ВУЗЛІВ	- 50
3.1 Циліндр знаходиться на вгнутій циліндричній поверхні	- 51
3.2 Установка з привантаженням двома пружинами	- 53
3.3 Установка з водилом та привантаженням двома пружинами	- 54
3.4 Установка для визначення тертя у маточинах коліс	- 56
3.5 Вібраційний стенд для оцінки технічного стану підшипника	- 57
3.6 Висновки за розділом	- 60

					ДІПТ. 480000. 404. КРПЗ			
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Поліпшення енергетичної ефективності підшипникових вузлів ходової частини	Літ.	Арк.	Акрушів
Розроб.		Хоменко					5	101
Перевір.		Главацький						
Реценз.								
Н. Контр.		Посмітюха						
Затверд.		Ракша				УДУНТ, гр. АГ1811		

4 МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ ОПОРУ У ПІДШИПНИКОВИХ ВУЗЛАХ	- 61
4.1 Опір руху при коченні	- 61
4.2 Обґрунтування раціональних конструкцій вузлів кочення	- 66
4.3 Вибір модулів пружності матеріалу бігових доріжок підшипникових вузлів	- 70
4.4 Вплив мастильних матеріалів на опір при коченні	- 75
4.5 Загальні висновки за розділом	- 80
5 ШЛЯХИ УДОСКОНАЛЕННЯ ПІДШИПНИКОВИХ ВУЗЛІВ ВАНТАЖІВОК	- 81
5.1 Напрямки вдосконалення підшипникових вузлів	- 81
5.2 Удосконалення підшипникового вузла за допомогою не металевих матеріалів	- 81
5.3 Удосконалення підшипникових вузлів за допомогою мастильних матеріалів	- 87
5.4 Удосконалення підшипникових вузлів за допомогою зміни форми тіл кочення	- 91
5.5 Поліпшення підшипникових вузлів методом фіксації на валу	- 94
5.6 Покращення підшипникових вузлів за допомогою металевих матеріалів	- 95
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ	- 97
БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК	- 99

					ДІП. 480000. 404. КРПЗ	Арк.
						6
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

Тенденція розвитку автомобільних перевезень потребує вдосконалень та проектування нових типів авто, їх вузлів та механізмів, які здатні сприймати більші навантаження, витримувати важчі режими роботи та мати більшу довговічність за свої попередні аналоги.

Ця кваліфікаційна робота полягає в дослідженні підшипникових вузлів ходової частини вантажних автомобілів, із знаходженням сучасних модифікацій, які можуть покращити енергетичні показники та мають тенденції розвитку в майбутньому.

В цій роботі увагу зосереджено на підшипниковому вузлі маточини колеса, дослідженні факторів, що впливають на енергетичні показники, довговічність та наслідків у разі неправильної експлуатації.

В межах першого розділу розглянуто різновиди підшипників, їх положення в маточинах задніх та передніх коліс МАЗ–64221, також наведені приклади сучасних підшипників, їх конструкцію, рекомендації та особливості при проектуванні. Приведено приклади руйнування та розрахунків довговічності підшипника.

Другий розділ побудований на визначенні параметрів підшипникових вузлів, які впливають на енергетичну складову.

В третьому розділі представлена теорія експериментальних установок для визначення параметрів підшипникових установок, наведено приклади та розрахунки.

Розглянуто сили опору, які діють на підшипниковий вузол в четвертому розділі, наведено приклади подолання опору, конструкції, знаходження модуля пружності, його вплив та вплив мастильних матеріалів на опір.

В останньому п'ятому розділі представлено до уваги методи вдосконалення підшипникових вузлів. Деякі з них було винайдено нещодавно, а інші покращуються та набувають модифікацій від попередніх аналогів, також приклади підшипників, які перейшли з іншої промисловості в автомобільну.

					ДІПТ. 480000. 404. КРПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		7

1 ОГЛЯД І АНАЛІЗ ПІДШИПНИКОВИХ ВУЗЛІВ ШАСІ ВАНТАЖІВОК

1.1 Підшипникові вузли з підшипниками кочення

Розглядаючи підшипникові вузли ходової частини легкового, або вантажного автомобіля, як в данній роботі, найбільша увага приділяється підшипникам маточини колеса. Тому в цій роботі зосереджено увагу саме на цьому. Початок роботи складається з загальних відомостей, характеристики та призначення.

Маточина колеса – важлива та невід'ємна деталь у ходовій частині легкового та вантажного автомобіля. Вона призначена для кріплення, обертання колеса та сполучених з нею деталей, є опорою для кріплення до неї колісних і гальмівних дисків та барабанів. Під час експлуатації на маточину впливають величезні механічні та температурні навантаження. Тому колісні маточини виробляють з литої сталі. Вони є цілісною конструкцією типу тіло обертання з отворами під колісні болти або шпильки. Вони дуже надійні у використанні та за нормальних умов експлуатації можуть пройти близько 180 тис. км, [1].

Маточини, як складальні одиниці, можуть виготовлятися як єдиний виріб з впресованими підшипниками, так і без них. При виході із ладу у першому випадку може бути достатньо замінити підшипники, а у другому випадку треба замінити всю маточину.

Основна функція підшипникового вузла маточини колеса - підтримувати навантаження та забезпечувати точний напрямок обертання маточини. Він несе як осьове, так і радіальне навантаження і є дуже важливим компонентом. Цей вузол може складатися з одного-двох однорядних або дворядних підшипників, двох конічних різних розмірів внутрішнього та зовнішнього підшипника колеса, та блока-підшипників.

При підборі варто враховувати, що бувають відмінності з боку встановлення лівої або правої маточини. Маточини колеса також можуть обладнуватися датчиками, зубчастими кільцями ABS та інтегруватися разом з гальмівними

					ДІП. 480000. 404. КРПЗ	Арк.
						8
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

дисками та барабанами. Якщо у машині в автомобілі присутня система анти блокування, то маточина має конструкцію закритого типу та не обслуговується. При виході з ладу потрібна заміна всієї маточини.

Причини виходу маточини з ладу:

- 1) неякісна деталь;
- 2) використання дисків та шин з розмірами, не передбаченими для даного типу автомобіля;
- 3) розсипався або зносився підшипник маточини (старість, порушена захисна обойма підшипника, корозія та ін.);
- 4) своєчасно не проводилася перевірка розвалу-сходження чи сполучень деталей та вузлів;
- 5) ДТП, неякісне дорожнє полотно та ями.

На рисунку 1.1 показано технічні рішення підшипників та підшипникових вузлів, що виробляються та готові до продажу.



Рис. 1.1. Підшипники та підшипникові вузли

Основні відмінності колісних маточин за способом встановлення.

1. Передні маточини для приводного керованого мосту використовуються в більшості автомобілів з переднім або автомобілів з повним приводом. Вони

оснащуються шліцями для ШРУСу і передають крутний момент для коліс автомобіля.

2. Маточини для керованого веденого мосту, встановлюються на передню вісь автомобілів із заднім приводом.

3. Маточини для некерованого веденого мосту, встановлені на задню вісь автомобіля з переднім приводом.

Нижче наведені приклади широковикористовуваних підшипників (рис. 1.2; рис. 1.3; рис. 1.4).

На рисунку 1.2 показано підшипниковий блок з двох дзеркально встановлених радіально-упорних підшипників, [2].



Рис. 1.2. Підшипниковий блок з двох дзеркально встановлених радіально-упорних підшипників, [3]



Рис. 1.3. Голковий підшипник, [4]

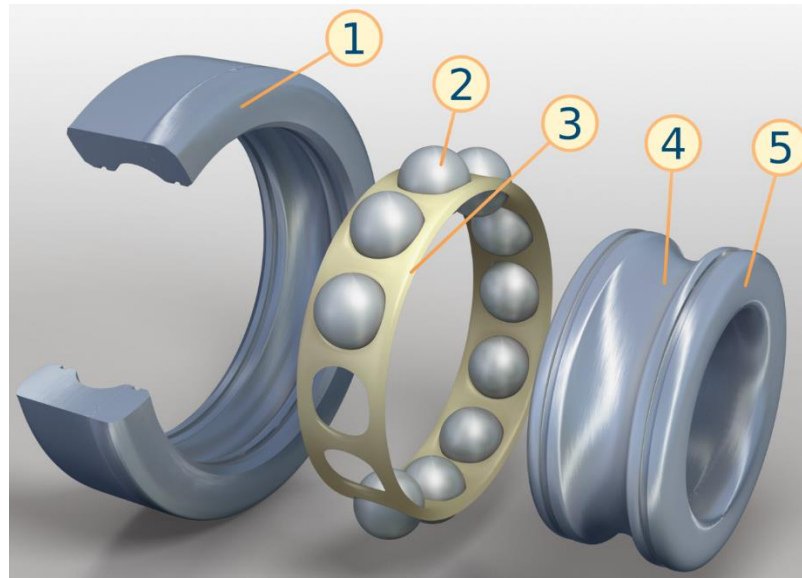


Рис. 1.4. Однорядний кульковий радіальний підшипник, [4]

Підшипники кочення складаються з внутрішнього і зовнішнього кілець, тіл кочення (різних форм) та сепаратора (деякі конструкції підшипників можуть бути без сепаратора), який відокремлює тіла кочення один від одного, та утримує їх на рівній відстані один від одного та задає напрям руху. По зовнішній поверхні внутрішнього кільця і внутрішньої поверхні зовнішнього кільця (на торцевих поверхнях кілець упорних підшипників кочення) виконують жолоби — доріжки кочення, якими під час роботи підшипника котяться тіла кочення.

Також існують насипні підшипники, що складаються із сепаратора та вставлених у нього кульок (рис. 1.5), які можна витягувати, [5].



Рис. 1.5. Насипний підшипник

Підшипники кочення, які конструктивно виготовлені без сепаратора мають більшу кількість тіл кочення та більшу вантажопідйомність. Але граничні частоти обертання безсепараторних підшипників значно нижчі від підвищених моментів опору обертанню.

У підшипниках кочення, переважно, виникає тертя кочення (але є невеликі втрати на тертя ковзання між сепаратором та тілами кочення, або при проковзуванні). Саме тому, на відміну від підшипників ковзання, в них зменшуються втрати енергії на тертя та знос. Закриті підшипники кочення захищені від потрапляння часток бруду з навколишнього середовища та майже не вимагають обслуговування (заміни мастила), а відкриті - чутливі до забрудження, потрапляння сторонніх тіл, втрати мастила, що може призвести до пришвидшеного руйнування підшипника.

Класифікують підшипники кочення за певними ознаками.

За видом тіл кочення: кулькові та роликові (голкові, якщо ролики тонкі та довгі).

За типом навантаження, яке вони сприймають:

- радіальні (навантаження вздовж осі валу не допускається);
- радіально-упорні, упорно-радіальні (сприймають навантаження як вздовж, так і поперек осі валу; часто навантаження вздовж осі лише одного напрямку);
- упорні (навантаження поперек осі валу не допускається);
- кулькові гвинтові передачі (забезпечують пару гвинт-гайка через тіла кочення).

За кількістю рядів тіл кочення: однорядні, дворядні, багаторядні, самовстановлювані, несамовстановлювані.

За матеріалом тіл кочення:

- повністю сталеві;
- гібридні: сталеві кільця, тіла кочення неметалеві, як правило, керамічні, застосовуються в механізмах, що швидко обертаються, найчастіше - в газотурбінних двигунах.

					ДІП. 480000. 404. КРПЗ	Арк.
						12
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Підшипники кочення зустрічаються в промисловості частіше за підшипники ковзання, вони також мають ряд переваг та недоліків, але за можливості обирають саме підшипники кочення.

Переваги:

- витрачають менше енергії на подолання тертя;
зручніші у роботі;
- не потребують постійного догляду (досить виконувати періодичне мащення);
- мають малі радіальні зазори (робочі);
- характеризуються, на одиницю ширини, підвищеною несучою здатністю;
- при їх виробництві використовується значно менше дорогих матеріалів (наприклад, кольорових металів);
- собівартість продукції нижче, внаслідок організації централізованого виробництва та стандартизації товарів;
- підвищена надійність проти виникнення заїдань;
- безпека у пожежному відношенні (наприклад, заміна підшипників ковзання роликотіпідшипниками виключила загоряння бруків залізничних вагонів).

Недоліки:

- висока чутливість до ударних та вібраційних навантажень унаслідок великої жорсткості конструкції підшипника;
- малонадійні у високошвидкісних приводах через надмірне нагрівання та небезпеку руйнування сепаратора від дії відцентрових сил;
- порівняно великі радіальні розміри;
- шум при високих швидкостях.

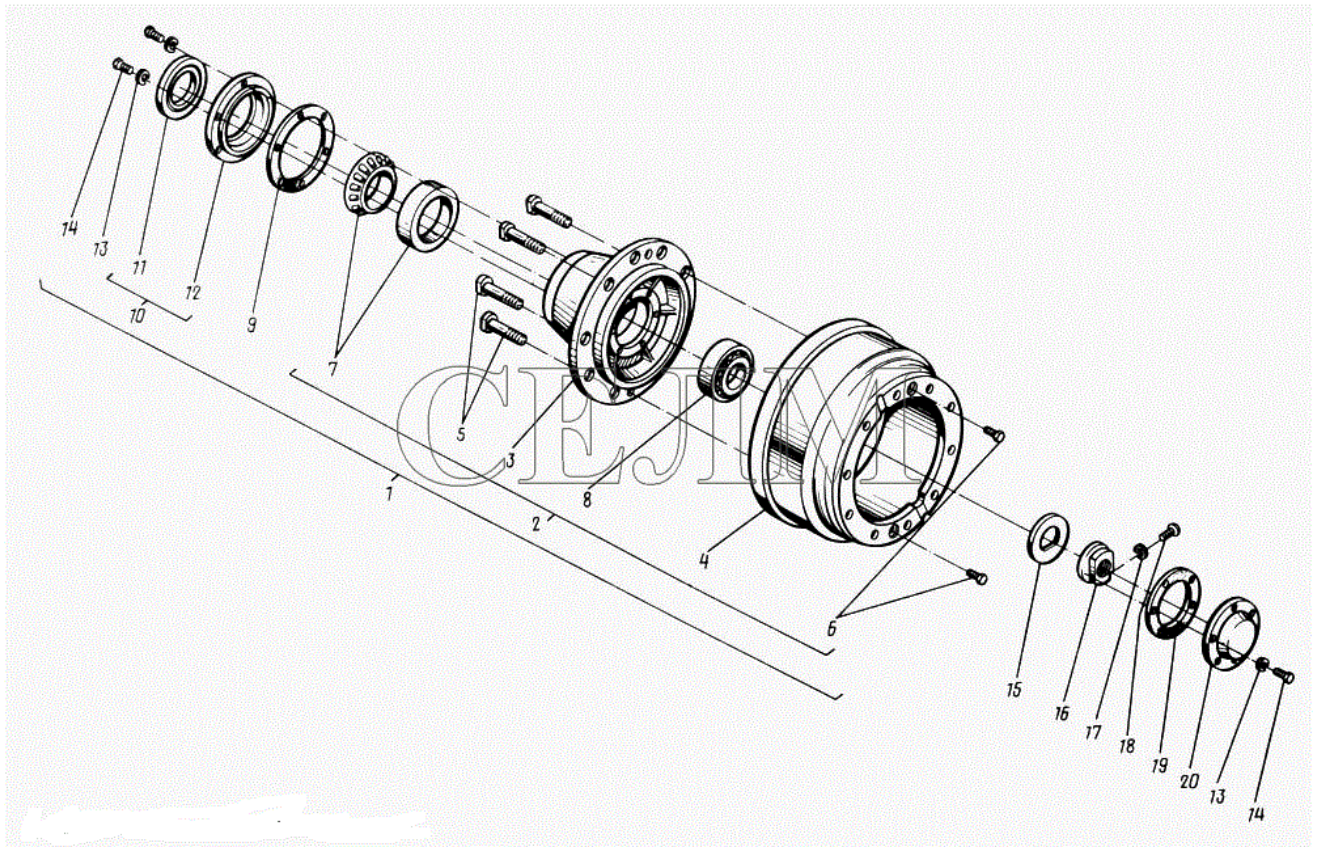
В прикладі використання підшипників кочення в ходовій частині автомобіля я розгляну маточину колеса.

Умови роботи вантажних автомобілів набагато важчі, ніж легкових автомобілів. Навантаження на підшипники маточин коліс значно більше. Тому від підшипників вантажних автомобілів потрібна не відносно висока легкість

					ДІПТ. 480000. 404. КРПЗ	Арк.
						13
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

кочення, а велика працездатність при невеликих розмірах. Цій вимозі відповідають роликові конічні радіально-упорні підшипники.

Будова маточини передніх МАЗ–64221 показано на рисунку 1.6. Способи затягування підшипників та утримання мастила в порожнині маточини аналогічні маточці передніх коліс легкових автомобілів, [6].

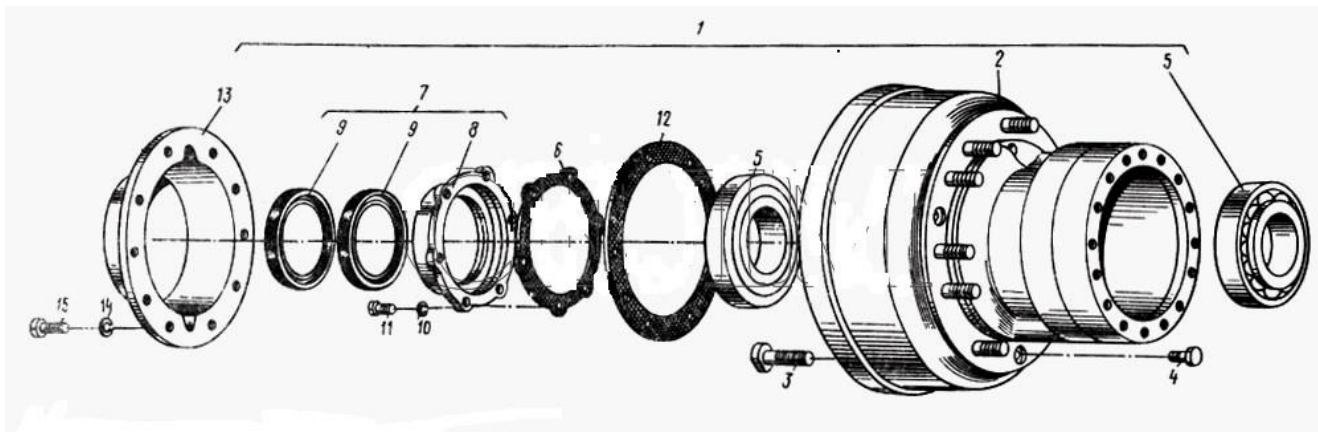


1 – маточина в зборі; 2 – маточина в зборі; 3 – Маточина; 4 – гальмівний барабан; 5 - болт М12-6gx30; 6 – болт; 7 – підшипник; 8 – підшипник; 9 – прокладка; 10 – кришка в зборі; 11 – кришка сальника; 12 – сальник; 13 – шайба 8Т; 14 - болт М8х1-6gx55; 15 –шайба; 16 – Гайка; 17 – шайба 10 ОТ; 18 – гвинт; 19 – прокладка; 20 – кришка;

Рис. 1.6. Маточина переднього колеса автомобіля МАЗ – 64221

Для порівняння я наведу рисунок маточини (заднього колеса) МАЗ - 64221 та декілька прикладів сучасних підшипникових вузлів, які використовуються в наш час (рис. 1.7; рис. 1.8; рис. 1.9; рис. 1.10; рис. 1.11), [6].

					ДІТ. 480000. 404. КРПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		14



1 – маточина в зборі; 2 – маточина з барабаном; 3 – болт; 4 – болт М12-6gx30; 5 – підшипник; 6 – прокладка; 7 – кришка в зборі; 8 – кришка; 9 – манжета 12-120x150-2; 10 – шайба 10 ОТ; 11 – болт М10-6gx30; 12 – прокладка; 13 – маслоуловлювач. 14 – шайба 10Л; 15 – Болт М10-6gx16;

Рис. 1.7. Маточина заднього колеса МАЗ-64221

Приклад сучасного підшипникового вузла наведено на рисунку 1.8, [7].

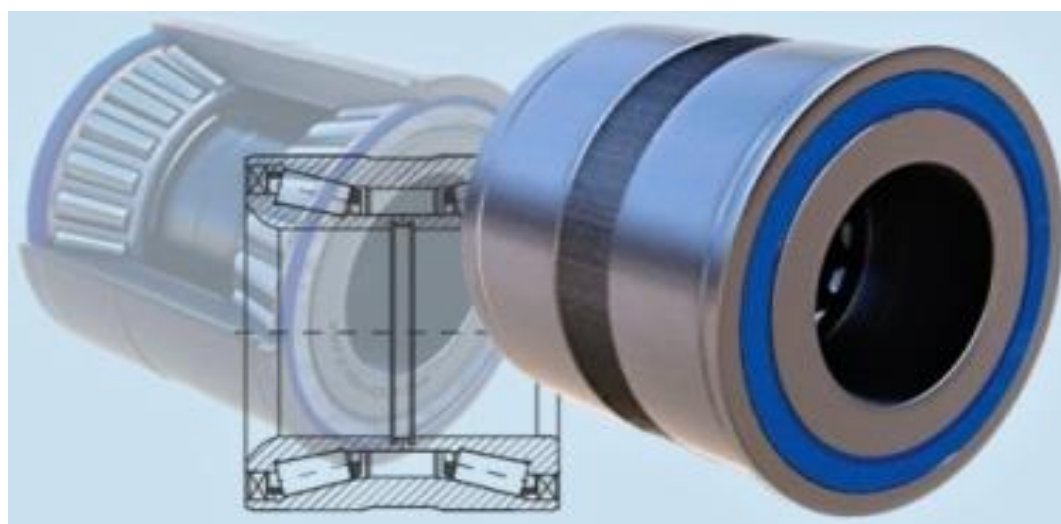


Рис. 1.8. Підшипниковий вузол маточини HWT (HUB WHEEL TRUCK)

Характеристика: міцний і компактний підшипниковий вузол маточини HWT є єдиним установочним модулем, що складається з двох конічних роликових підшипників великої вантажопідйомності, внутрішні кільця яких з конічними роликами і сепараторами поміщені в одне загальне зовнішнє кільце. Завдяки точному осьовому зазору, компактній і необслуговуваній конструкції, а також використанню високоякісного мастила вдалося досягти його оптимальної працездатності при надзвичайно високих навантаженнях. Підшипниковий вузол гарантує швидке та просте складання маточини колеса вантажного автомобіля.

					ДІП. 480000. 404. КРПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		15

Переваги:

- найменша кількість компонентів дозволяє скоротити час збирання маточини;
- зменшення настановного простору для підшипників маточини передбачає зниження її ваги;
- відсутність складних регулювань при складанні маточини, так як настановні параметри вузла вже задані виробником;
- мінімальне технічне обслуговування завдяки заповненню вузла у заводських умовах високоякісним мастилом, розрахованим на весь термін служби вузла;
- низький ризик забруднення підшипників завдяки ефективній герметизації вузла;
- коротка осьова довжина вузла захищає від перекосів та неспіввісності при його установці.

Підшипниковий вузол маточини НWT призначений для встановлення в маточини коліс передніх та задніх мостів вантажних автомобілів та автобусів марок SCANIA, MERCEDES, IVECO, MAN та VOLVO.

Приклад сучасного підшипникового вузла наведено на рисунку 1.9.

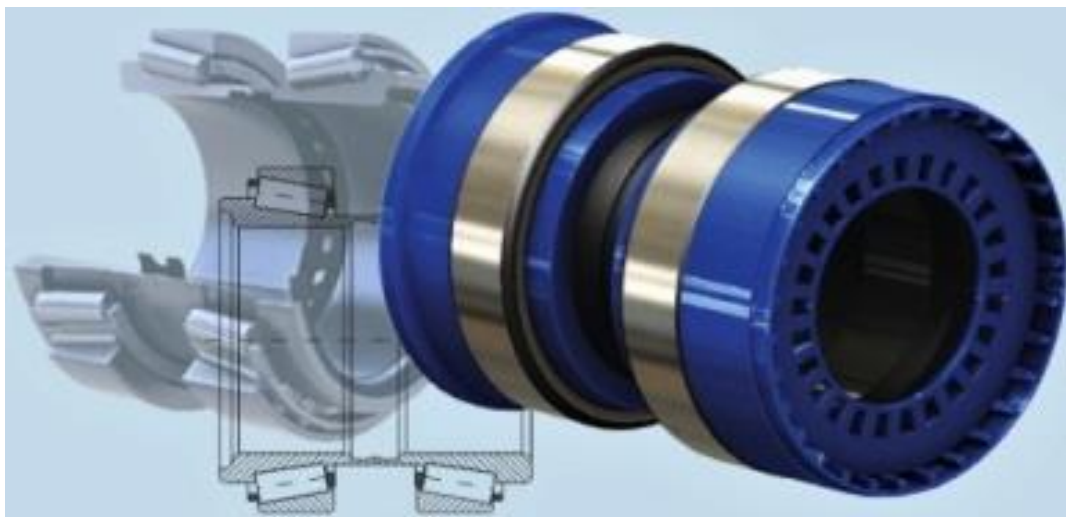


Рис. 1.9. Модульний підшипниковий вузол маточини KWT (KIT WHEEL TRUCK)

Характеристика: Підшипниковий вузол маточини KWT компанії Fersa Bearings є готовим до встановлення складальним вузлом, що складається з двох

					ДІП. 480000. 404. КРПЗ	Арк.
						16
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

високоточних, оптимізованих і попередньо відрегульованих і змащених модулів – зовнішнього та внутрішнього. Модульний вузол призначений для швидкої та спрощеної установки в маточини коліс різних видів вантажних автомобілів.

Кожен підшипник модуля заповнений у заводських умовах високоякісним та довговічним мастилом, що гарантує підвищену працездатність вузла KWT у найекстремальніших умовах експлуатації.

Кожен модуль вузла KWT включає, крім підшипника, універсальні за розташуванням ущільнення і знімні вбудовані елементи, як інструментальні засоби, для забезпечення підвищеної точності при установці в маточину колеса автомобіля.

Запатентована компанією Fersa Bearings конструкція вузла KWT з додатковими елементами для правильної установки підшипників та ущільнень також надійно захищає доріжки кочення підшипників від пошкоджень під час транспортування та складання вузла. Кожен модуль може бути встановлений як внутрішній або зовнішній підшипник, і кожна упаковка модуля з антикорозійним захистом містить відповідне ущільнення.

Переваги:

- спеціальні марки підшипникової сталі гарантують високу міцність на зминання при високих навантаженнях;
- ущільнення з фторкаучуку Viton витримують високі температури;
- заповнення підшипників високоякісним та довговічним мастилом з протизадирними присадками EP2;
- оптимізовані геометрія та профілі контактних поверхонь.

Модульний підшипниковий вузол маточини KWT призначений для встановлення в маточини коліс передніх та задніх мостів вантажних автомобілів та автобусів марок MERCEDES, MAN, VOLVO, RENAULT та DAF.

Приклад сучасного підшипникового вузла наведений на рисунку 1.10.

					ДІПТ. 480000. 404. КРПЗ	Арк.
						17
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

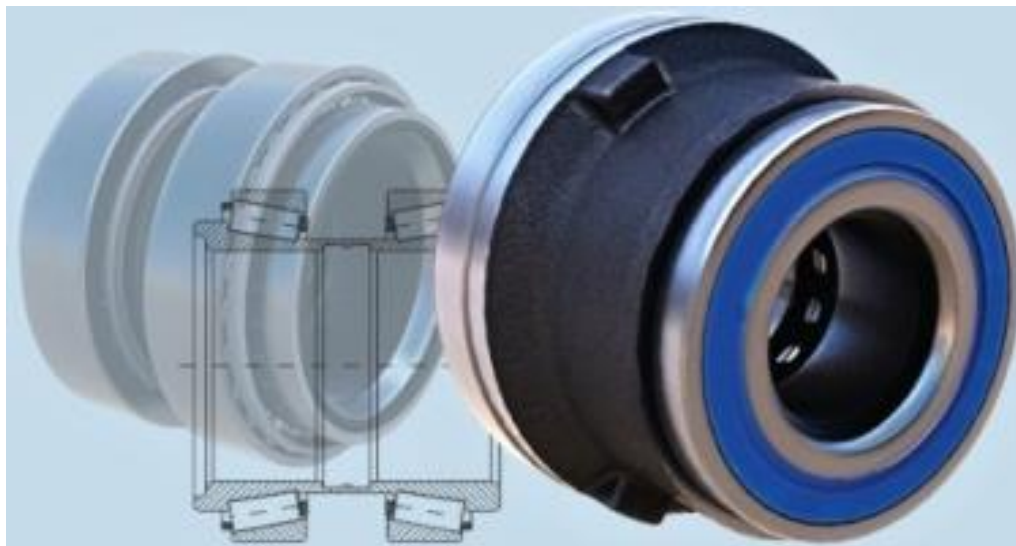


Рис. 1.10. Компактний підшипниковий вузол маточини CWT (COMPACT WHEEL TRUCK)

Характеристика: як і всі модульні конструкції підшипникових вузлів маточини компанії Fersa Bearings, цей виріб легко вбудовується в маточину колеса автомобіля.

Підшипниковий вузол маточини CWT складається з двох ідеально вирівняних, змащених та попередньо відрегульованих підшипників, і задовольняє більшість вимог сучасного ринку підшипників маточини. Підшипники заповнені в заводських умовах високоякісним та довговічним мастилом, що забезпечує працездатність вузла в найнесприятливіших умовах експлуатації. Як і всі підшипникові вузли цієї лінійки виробів, їхнє складання просте і практичне.

Переваги:

- просте встановлення при прямій заміні несправного вузла маточини;
- зменшений настановний простір для підшипників сприяє зниженню ваги маточини;
- легка процедура регулювання, оскільки всі параметри установки вже налаштовані виробником;
- заповнені мастилом у заводських умовах на весь термін служби та не потребують технічного обслуговування;
- низький ризик можливості забруднення в процесі установки, оскільки операції з встановлення зведено до мінімуму;

					ДІТ. 480000. 404. КРПЗ	Арк.
						18
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- зменшена осьова довжина вузла, що дозволяє виключити ризик можливих перекосів та неспіввісності під час встановлення.

Приклад сучасного підшипникового вузла наведений на рисунку 1.11.



Рис. 1.11. Попередньо відрегульовані маточини коліс у зборі

Характеристика: Нові розробки компанії Fersa Bering 2016 року являють собою зібрані та попередньо відрегульовані маточини коліс для вантажних автомобілів, причепів та автобусів. Інноваційне рішення у вигляді єдиного комплектного вузла складається з двох механічних компонентів - комплекту підшипників і корпусу маточини, і має оптимальну герметизацію і високу точність завдяки тому, що ущільнення та інші елементи вузла встановлені та попередньо відрегульовані на етапі заводського технологічного складання виробу.

Підшипники маточини заповнені в заводських умовах високоякісним мастилом і не вимагають технічного обслуговування протягом усього терміну служби вузла. Це безпечне та ефективне комплексне рішення знижує ризик пошкодження підшипників при установці, гарантує їх довговічну роботу, дозволяє легко вбудовувати маточину в гальмівні диски та барабани, а також полегшує життя кінцевим користувачам та покращує умови праці механікам автомайстерень.

Переваги:

- використане комплексне рішення, що будується, з попередньо відрегульованими підшипниками, що гарантує точність установки і оптимальну продуктивність компонентів;

					ДІТ. 480000. 404. КРПЗ	Арк.
						19
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- безпечна та комфортна установка, що вимагає мінімального обсягу трудовитрат;
- швидка та легка процедура установки завдяки єдиному вузлу, зібраному в заводських умовах;
- висока ефективність рішення завдяки використанню передових технологій у розробці, проектуванні, виробництві та багатому досвіді в установці.

Компанія Fersa Bearings пропонує загалом 18 моделей маточин, що вбудовуються в колеса передніх та задніх мостів вантажних автомобілів, причепів та автобусів марок MERCEDES, VOLVO, RENAULT, DAF та SCANIA.

1.2 Підшипникові вузли з підшипниками ковзання

Підшипник ковзання – є підшипником, який, частіше всього, виконує функцію втулки корпусу, за допомогою якої вал може обертатись, також такі підшипники виконують роль опори чи прямої механізми або машини, в якій тертя відбувається при ковзанні сполучених поглядів. Радіальний підшипник ковзання є корпусом, що має циліндричний отвір, в який вставляється робочий елемент - вкладиш, або втулка з антифрикційного матеріалу і змащувальний пристрій. Між валом та отвором втулки є зазор, закритий мастильною властивістю, який дозволяє вільно обертатися валу. Розрахунок зазору підшипника, що працює в сполученні з отриманням мастильної плівки, виробленого на основі гідродинамічної теорії мастила, [8].

При розрахунку визначаються наступні показники: мінімальна товщина мастильного шару (вимірювана в мкм), тиск мастильного шару, температура і витрата мастильних матеріалів. Залежно від конструкції, окружної швидкості цапфи, умов експлуатації тертя ковзання буває сухим, граничним, рідинним та газодинамічним. Але навіть підшипники з рідинним тертям при пуску (сухому старті) проходять етап із граничним тертям.

Мастильне покриття - є однією з основних умов надійної роботи підшипника і забезпечує низьке тертя, поділ рухомих частин, тепловідведення,

					ДІТ. 480000. 404. КРПЗ	Арк.
						20
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

захист від шкідливих домішок, часток пилу та вологи, що потрапляє з навколишнього середовища.

Цей підшипник розповсюджений в промисловості та має ряд переваг і недоліків.

Переваги:

- надійність у високошвидкісних приводах;
- здатність сприймати значні ударні та вібраційні навантаження;
- порівняно малі радіальні розміри;
- проста конструкція у тихохідних машинах;
- Можливість експлуатації у воді;
- допускають регулювання зазору та забезпечують точну установку геометричної осі валу;
- економічність при великих діаметрах валів.

Недоліки:

- у процесі роботи потребують періодичного нагляду за мастилом;
- порівняно великі осьові розміри;
- великі втрати на тертя при пуску та недосконалому мастилі;
- великі витрати мастильного матеріалу;
- високі вимоги до температурного режиму та чистоти мастила;
- знижений ККД;
- нерівномірний знос підшипника та цапфи;
- застосування дорожчих матеріалів.

Розглянемо його застосування на прикладі балансирної підвіски МАЗ.

На багатьох моделях вантажних автомобілів та напівпричепів МАЗ використовується балансирна підвіска задніх мостів - такий тип підвіски при простій будові відрізняється високою ефективністю та надійністю, простий у обслуговуванні та ремонті, [9].

У тривісних вантажних автомобілях, а також у дво- та тривісних напівпричепках МАЗ використовується задня підвіска балансирного типу. Цей тип

					ДІПТ. 480000. 404. КРПЗ	Арк.
						21
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

підвіски поєднує в собі нескладну конструкцію, високий рівень ефективності та надійність, високу ремонтпридатність та простоту в обслуговуванні. За наявності такої кількості вагомих переваг, не дивно, що конструктори МАЗ віддали перевагу саме цій конструкції.

Балансирна підвіска має наступну конструкцію. У задній нижній частині рами автомобіля жорстко встановлені кронштейни, в яких за допомогою підшипників ковзання вмонтовані короткі балансувальні осі. На осях також за допомогою підшипників встановлені балансири, що грають у підвісці одну з основних ролей.

Підвіска вантажного автомобіля працює у складних умовах. Всі її елементи зазнають колосальних навантажень (в одиниці та десятки тон). Тому їх термін служби обмежений. Досить часто з ладу виходять балансири МАЗ, кронштейни, ресори, реактивні штанги, а також різноманітні сальники, ущільнювачі та інші компоненти.

Найчастішою несправністю є поява тріщин та зламів кронштейнів та балансирів. Якщо не усунути тріщину (часто їх просто заварюють, але в цьому випадку тріщина повинна потрапляти в допуски) або не замінити деталь (якщо тріщина занадто велика), то багаторазово підвищується ризик повного руйнування несправного компонента. А якщо під час руху розсиплеться один із кронштейнів або балансирів, то автомобіль може отримати критичний крен, і як наслідок – аварія.

Щоб не сталося критичних ситуацій, які можуть призвести до аварії, потрібно проводити час від часу перевірку, яка зводиться до візуального огляду на наявність тріщин, а також до простукування молотком на предмет визначення зносу підшипників ковзання (втулок).

На рисунку 1.12 показана втулка балансиру бронзова 938-2918022, [10].

					ДІП. 480000. 404. КРПЗ	Арк.
						22
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



Рис. 1.12. Втулка балансиру бронзова 938-2918022

Вона є елементом задньої ресорно-балансиної підвіски автомобіля МАЗ. У балансир 6303(6418)-2918018 запресовується 2 втулки з канавками для змащування. Вони затискаються гайкою 5516-2918202-010. Втулки балансира 938-2918022 мають також "захисну" функцію, заміна втулок після зносу носить за собою менші витрати, ніж заміна балансира.

Втулка 938-2918022 має діаметр 132 мм – внутрішній, 119 мм – зовнішній і висоту 100 мм. Втулка балансиру застосовується на автомобілях МАЗ моделі 6422, 6425, 6303, 5516, 6430, 6312, 6501, 6516 та їх модифікації.

На наведеній нижче схемі (рис. 1.13) втулка балансиру 938-2918022 позиція №13 [10].

					ДІП. 480000. 404. КРПЗ	Арк.
						23
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

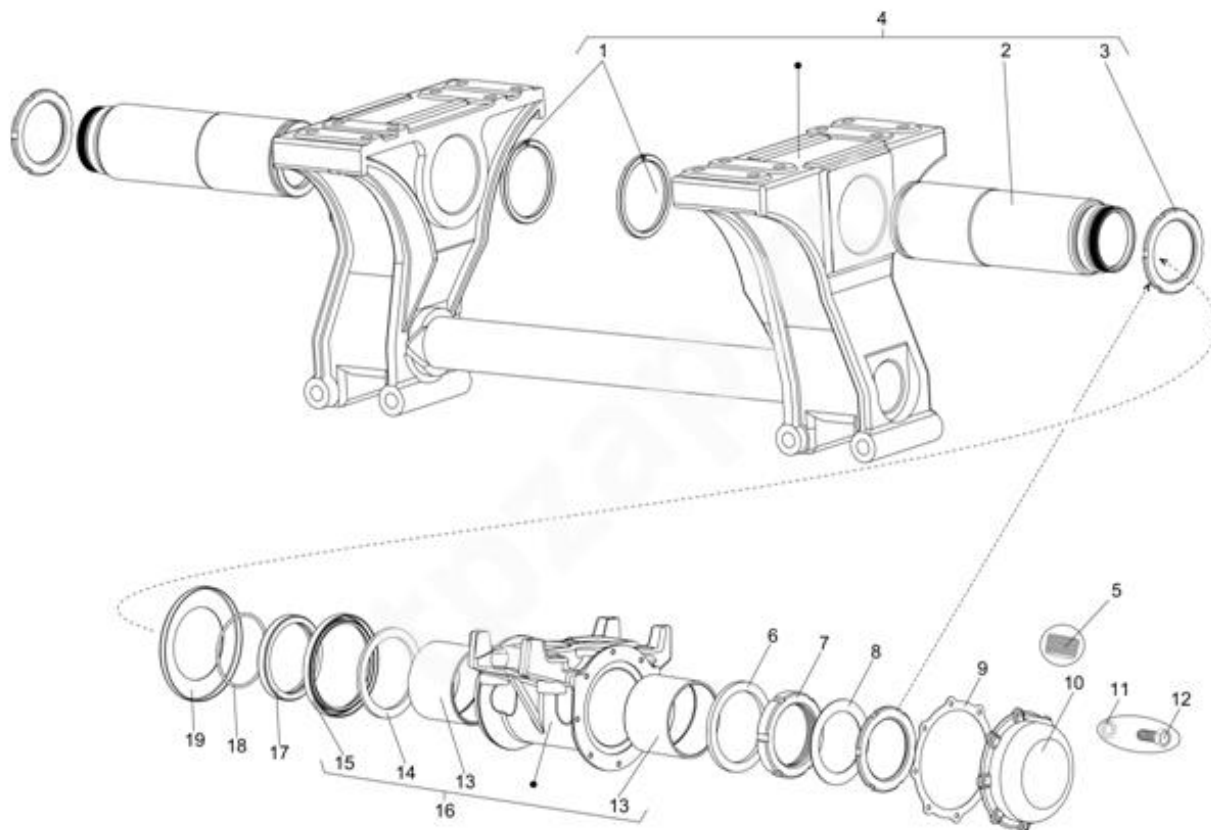


Рис. 1.13. Балансир МАЗ у розібраному виді

1.3 Особливості проектування підшипникових вузлів шасі вантажівок

При проектуванні підшипникових вузлів на шасі автомобіля, перш за все, приділяється увага тому, для яких цілей цей автомобіль призначений. Також увагу звертають на будову цього автомобіля, його центр ваги та максимальну вантажомісткість, втомну довговічність підшипника, точність обертання, вимоги до потужності, обмеження за температурою, швидкісні характеристики, шум та інше. Тобто, при проектуванні підшипникового вузла маточини звертають увагу на досить велику кількість параметрів, які пов'язанні між собою. Потрібно розуміти, що вантажівки призначені для перевезення важкого вантажу і для них головною характеристикою є саме – вантажопідйомність, тобто, кількість вантажу в тонах, скільки вони можуть перевезти, та габаритні розміри кузова, щоб було можливим перевозити об'ємні речі.

Отже, при проектуванні підшипникового вузла беруться до уваги максимальні навантаження, які будуть діяти на нього, тому проектування ведеться з урахуванням

					ДІПТ. 480000. 404. КРПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		24

максимальної ваги вантажу. Також важливим є розміщення, тобто, знаходження цього вузла на шасі автомобіля, ззаду, чи спереду, здвоєні колеса, чи одинарні.

Кожен підшипник призначений для свого вузла, свого місця та своєї конкретної роботи. При проектуванні вузла, до нього розраховують і підшипник. Саме тому, деякі вузли випускаються в зборі з підшипником, щоб максимально зберегти його довговічність та надати якісний монтаж, який при заміні підшипника може не бути досягнутий. Такі характеристики підшипникового вузла, як: габарити, маса, довговічність, допустиме спрацювання, точність обертання, рівень вібрації, жорсткість, момент опору обертання - притаманні і самому підшипнику. Виходячи з цього, можна дійти висновку: підшипник виготовляють з певними характеристиками для певного вузла, з яким він проектувався з урахуванням того, що підшипниковий вузол впорається з тими навантаженнями, для яких був розроблений. При заміні його на інший, з однаковими розмірними характеристиками, але з інших матеріалів, який сприймає менші навантаження, має інший модуль пружності, та інше, можна очікувати, що цей вузол буде не досить надійним та матиме схильність до виходу з ладу. Але, можливість заміни підшипника на інший має місце бути при його модифікації. Наприклад, якщо в масове виробництво уже була випущена велика кількість підшипників, які не витримували заданих навантажень, їх покращення з урахуванням попередніх помилок є доцільним. Також, якщо брати сучасний час, може бути доцільним поліпшення підшипникових вузлів для спрощення експлуатації, збільшення експлуатаційних можливостей. Наприклад, якщо вузол змащується з певним проміжком часу, то його можна його замінити на закритий (якщо це є доцільним), або, якщо вузол є придатним для експлуатації в умовах підвищеного навантаження, а підшипник не може сприймати ці навантаження, то в економічних цілях краще спроектувати для нього підшипник з сучасними модифікаціями, ніж змінювати весь вузол.

У вантажівках, зазвичай, використовують консистентний мастильний матеріал, тому що при нагріванні підшипника він бере на себе частину тепловідводу, та краще проявляє себе на малих обертах. Тому не рекомендується експлуатувати вантажівку

					ДІТ. 480000. 404. КРПЗ	Арк.
						25
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

без вантажу на великій швидкості, оскільки мастильний матеріал може при нагріванні стати рідким та просочитись крізь зазори, що згодом призведе до його виходу з ладу.

Прямолінійний рух також враховуються при проектуванні підшипників. Тому що при зміні центру ваги при обертанні виникають додаткові навантаження на вузол і сам підшипник, що при значній ступені нагрівання можуть його деформувати.

Відповідно до заданих навантажень, впливів зовнішніх факторів, сил тертя та зміни перепадів температури, підбирають відповідний матеріал, для виготовлення підшипникового вузла та розраховують параметри його матеріалу.

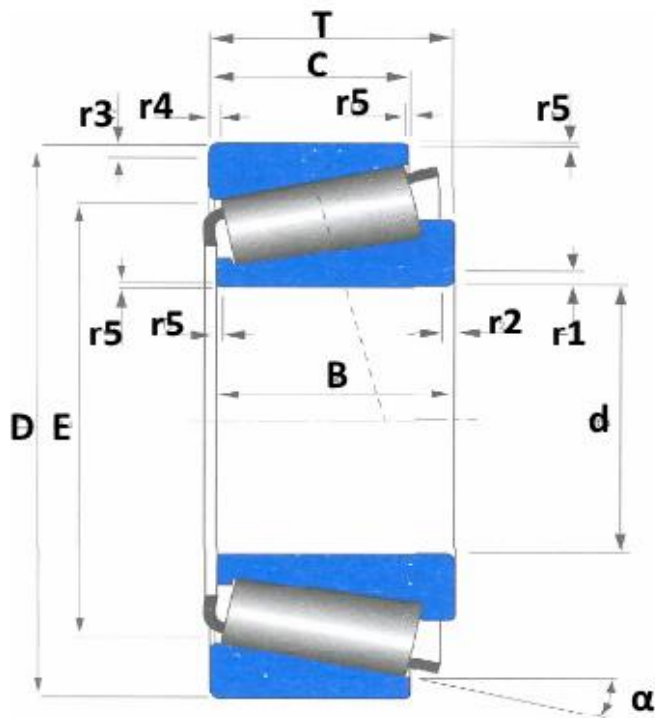
Оскільки вантажівки призначені для більшого тягового зусилля, ніж для швидкісної їзди, то при проектуванні, в більшості випадків, переваги надають саме конічним підшипникам, оскільки вони можуть сприймати більші осьові і радіальні навантаження. Також, при підборі потрібного підшипника, вибирають його загартування. Воно може бути суцільним і поверхневим. Від цього також залежить його міцність, структура, втома та сприйняття навантажень.

Якщо говорити про конічний підшипник, то кут розміщення роликів, величина площі контакту, та кількість цих роликів в підшипнику також несуть в собі суттєву роль. В вантажних авто менша кількість роликів, але вони більші за розміром. Злежно від конструкції шасі вантажівки, ці підшипники можуть бути одинарні та здвоєні. Підшипники можуть бути з суцільним сепаратором, з окремим для кожного ролика. Підшипники можуть бути закриті та відкриті, з отворами для постачання мастила та інше.

Якщо говорити про найбільш доцільний варіант підшипників ходової частини, то це закриті підшипники, які не потрібно регулювати, тому що регулювання підшипників не завжди вдається точно зробити, так як сам вузол може бути пошкоджений та для нього потрібно буде окремо виготовляти підшипник зі зміщенням. Так само як і догляд за мастилом для підшипників, для цього потрібне знання авто, постійний догляд, щоб не потрапляв бруд, щоб не було перегрівання та інше. Тому при проектуванні сучасних вантажівок вибирають саме закриті, конічні підшипники.

Приклад параметрів підшипника, які розраховують при проектуванні, зазначені на рисунку 1.14, [11].

					ДІТ. 480000. 404. КРПЗ	Арк.
						26
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



d - номінальний діаметр отвору;
 D - номінальний зовнішній діаметр;
 T - дійсна ширина (монтажна висота) підшипника; B - номінальна ширина внутрішнього кільця; C - номінальна ширина зовнішнього кільця;
 E - найменший внутрішній діаметр зовнішнього кільця дорівнює $1/2$ внутрішнього кута контакту зовнішнього кільця; r_1 - висота фаски широкого торця внутрішнього кільця; r_2 - ширина фаски широкого торця внутрішнього кільця;
 r_3 - висота фаски широкого торця зовнішнього кільця; r_4 - ширина фаски широкого торця зовнішнього кільця;
 r_5 - висота та ширина фаски вузького торця внутрішнього і зовнішнього кілець;
 Рис. 1.14. Умовні позначення підшипника

Приклад при проектуванні підшипникового вузла переднього колеса автомобіля з приводом (рис. 1.15).

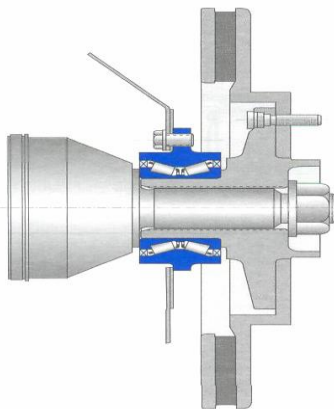


Рис. 1.15. Вал переднього ведучого колеса

1.4 Підвищення циклічної довговічності підшипників кочення

Підвищення циклічної довговічності залежить від призначення даного підшипника, та від цінового еквіваленту, який замовник може забезпечити, тому що будь-який промисловий процес несе за собою певні витрати.

Підвищити довговічність підшипників можна за допомогою застосування сплавів металів, за допомогою напилення шару металу, який зменшує силу тертя при контакті з іншою поверхнею.

Для підвищення довговічності підшипників і відтермінування втоми, можна досягти за допомогою використання маловуглецевої сталі, якій притаманні

					ДІТ. 480000. 404. КРПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		27

залишкові навантаження та краще сприйняття ударних навантажень, що підсилюється при поверхневому гартуванні.

Звісно, правильний підбір підшипника для заданої роботи, правильно підібране мастило, вірне встановлення, якісне ущільнення, дотримання правил експлуатації – все це, підвищує довговічність підшипника.

Але, оскільки втомі металу має статистичну природу, неможливо точно заздалегідь встановити довговічність конкретного підшипника. При проведенні випробувань в однакових умовах підшипники, що здаються ідентичними, можуть мати помітний розкид показників довговічності. За проведеними випробуваннями на довговічність підшипників компанією «Timken», однакові, на перший погляд, підшипники, мали досить великі відхилення. Підшипники, які мали довговічність в 3 тисячі годин при 500 об/хв мали такі результати: 10 % вийшли з ладу при досягненні номінального значення; 15 % досягли значення вдвічі більші, 17 % втричі, 15 % в чотири рази більше і так далі, а декілька відсотків досягли результату в 11 - 13 разів більше зазначеного терміну експлуатації, що свідчить про належну якість і технологію виготовлення, але у кожного елементу різна мікроструктура, та мінімальна різниця в складі, що не дозволяє мати однаково високий рівень довговічності кожного виробу.

Приклади дефектів підшипників, які виникають при втомі металу, наведені на рисунку 1.15 та рисунку 1.17.



Рис. 1.16. Геометрична концентрація напружень



Рис. 1.17. Вифарбовування

Також, за деякими ознаками можна виявити початковий вихід о ладу підшипникового вузла, а саме:

- поява гулу, виття та інших звуків, що виникають під час руху в районі коліс, як правило, після 40 км/год., або під час їзди по нерівній дорозі можуть свідчити про несправність;

- люфт при розхитуванні підвішеного колеса; щоб перевірити наявність люфту, колесо вивішують, тобто розвантажують його і розхитують двома руками спочатку збоку, а потім зверху вниз;

- нагрів вузла маточини після тривалої їзди.

Перевірте дві маточини однієї осі, якщо одна з них більше нагрілася після їзди, ніж інша, швидше за все, є проблеми. Нерідко нагрівання може статися через інтенсивне гальмування або проблеми з гальмівною системою, проте в такому випадку обидві маточини будуть гарячими. Якщо ж нагрівається маточина разом із гальмівним диском, але при цьому люфт відсутній і жодних звуків немає, то причина може полягати в гальмівній системі.

При наявності одного, або декількох пунктів з вище наведених, краще звернутися до сервісу з ремонту та провести діагностику, щоб уникнути наслідків, [12].

Також можна провести розрахунки ресурсу підшипника (терміну служби). Він визначається як кількість обертів або як кількість робочих годин на певній швидкості, які підшипник здатний витримати до появи характерних ознак втоми, спрацювання на поверхнях кочення та інших місцях. Цей термін служби можна розрахувати виходячи з типу підшипника, навантаження та частоти обертання за рівнянням розрахунку базового номінального ресурсу:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P_1}\right)^{p_2}, \quad (1.1)$$

де C - динамічна вантажопідйомність підшипника [кН]; P_1 - динамічне еквівалентне навантаження на підшипник [кН]; P_2 - показник ступеня рівняння ресурсу, який дорівнює 3 для шарикопідшипників та 10/3 для роликопідшипників.

					ДІТ. 480000. 404. КРПЗ	Арк.
						29
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Або, у випадку постійної частоти обертання, формула може мати наступний вигляд:

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60n} * L_{10}, \quad (1.2)$$

де L_{10} - номінальний ресурс (при надійності 90 %) [мільйони обертів]; L_{10h} - номінальний ресурс (при надійності 90 %) [години роботи]; n = частота обертання [об/хв].

1.5 Висновки за розділом

В цьому розділі описано типи підшипників, наведено приклади модифікацій підшипників, приклад розміщення їх на робочому місці. Також наведено деякі особливості, якими керуються при проектуванні підшипникових вузлів і деякі приклади руйнації підшипників. В цілому, процес підбору підшипника є досить насичений, адже різновидів досить багато, а вибір найкращого для заданих навантажень, оптимальної ціни та довговічності є досить довгим.

					ДІП. 480000. 404. КРПЗ	Арк.
						30
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2 ТЕОРЕТИЧНЕ ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ПІДШИПНИКОВИХ ВУЗЛІВ, ЩО ВПЛИВАЮТЬ НА ЇХ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНІСТЬ

2.1 Вплив опору коченню на амплітуди при нелінійних коливаннях

Розглянемо таку задачу (рис. 2.1) [13]: маса m закріплена на кінці нелінійного пружинного елемента (пружини). Знайдемо амплітуду коливань за умови, що характеристика пружини має вигляд $T = cx + c_1x^3$, сила F змінюється за законом $F = F_0 \sin \omega t$.

Задачу вирішимо з урахуванням і без урахування тертя кочення.

1. Без урахування тертя кочення рівняння руху маси m має вигляд:

$$m\ddot{x} + cx + c_1x^3 = F_0 \sin \omega t, \quad (2.1)$$

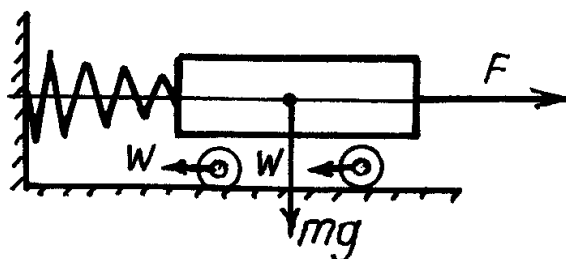


Рис. 2.1. Схема установки з лінійною пружиною

а його рішення будемо шукати, скориставшись методом Гальоркіна у вигляді:

$$x_1 = x_0 \sin \omega t. \quad (2.2)$$

Підставимо вираз (2) в рівняння (1) і прирівняємо нулю інтеграл

$$J = \int_0^{2\pi/\omega} (m\ddot{x}_1 + cx_1 + c_1x_1^3 - F_0 \sin \omega t) x_1 dt = 0, \quad (2.3)$$

де $2\pi/\omega$ - період коливань.

Після інтегрування і нескладних перетворень отримаємо:

$$\frac{3}{4}c_1x_0^3 + (c - m\omega^2)x_0 - F_0 = 0. \quad (2.4)$$

Корені цього рівняння зручніше визначити графічно побудувавши графіки функцій (рис. 2.2) $\eta_{11} = \frac{3}{4}c_1x_0^3$ та $\eta_{12} = F_0 - (c - m\omega^2)x_0$.

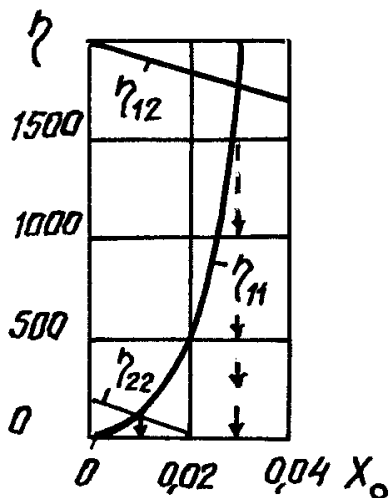


Рис. 2.2. Графічне визначення дійсних коренів і рівнянь (2.4) і (2.4, а)

Точка перетину графіків дає дійсну величину кореня рівняння (2.4), яке і визначає величину x_0 в рівнянні (2.2). Неважко переконатись, що при, наприклад, $F_0 = 2 \text{ кН}$; $\omega = 1,2 \text{ с}^{-1}$; $m = 5000 \text{ кг}$; $C = 15 \text{ кН/м}$; $C_1 = 100 \text{ МН/м}^3$ величина $x_0 \approx 0,03 \text{ м} = 30 \text{ мм}$.

2. Вирішимо цю ж задачу з урахуванням опору кочення коліс і тертя в цапфах коліс.

Радіус колеса із умови, що контактні напруження дорівнюють допустимим σ і при умові, що початковий контакт лінійний, [14]:

$$R = \frac{0,418^2 PE}{B\sigma^2}, \quad (2.5)$$

де P - навантаження на одне колесо; E - модуль пружності матеріалів колеса і рейки; B - довжина лінії контакту.

Діаметр цапфи колеса знайдемо як частину радіусу колеса, [15]:

$$d = 2R/5. \quad (2.6)$$

Опір коченню колеса від тертя кочення і в цапфах

$$W = p \frac{\mu d + 2k}{2R}, \quad (2.7)$$

де μ - коефіцієнт тертя підшипників, приведений до цапфи колеса, k – коефіцієнт тертя кочення.

Для визначення k скористаємось отриманою нами залежністю [15] між статичною півшириною плями контакту і його величиною:

$$k = 0,225be^{-1,2R}. \quad (2.8)$$

Оскільки величина b відома [14], $b = 1,526(PR/BE)^{1/2}$, то коефіцієнт тертя

$$k = 0,343\sqrt{\frac{PR}{BE}}e^{-1,2R}. \quad (2.9)$$

Таким чином, формула (2.7) приймає вигляд:

$$W = P \frac{\mu \frac{R}{5} + 0,343\sqrt{\frac{PR}{BE}}e^{-1,2R}}{R}. \quad (2.7, a)$$

Рівняння руху маси m з урахуванням того, що $W_0 = 4W$ набуде виду:

$$m\ddot{x} + cx + c_1x^3 = F_0 \sin \omega t \mp W_0. \quad (2.10)$$

Тут величина W_0 постійна за величиною в усьому інтервалі руху маси m , але напрямок необхідно приймати протилежним швидкості $\dot{x}$.

У перший інтервал руху, рівний половині періоду коливань $T = \pi/\omega$, швидкість від'ємна і перед W необхідно взяти знак мінус, а в другий плюс.

Рішення рівняння (2.10) будемо шукати так же, як і (2.1), але розповсюдимо рішення на дві половини періоду, тобто:

$$J = \int_0^{\pi/\omega} (m\ddot{x}_1 + cx_1 + c_1x_1^3 - F_0 \sin \omega t - W_0)x_1 dt + \int_{\pi/\omega}^0 (m\ddot{x}_1 + cx_1 + c_1x_1^3 - F_0 \sin \omega t + W_0)x_1 dt = 0. \quad (2.11)$$

Після інтегрування отримаємо:

$$\frac{3}{4}c_1x_0^3 + (c - m\omega^2)x_0 - F_0 - \frac{16P}{\pi} \left(0,2\mu + 0,343\sqrt{\frac{P}{BER}}e^{-1,2R} \right) = 0. \quad (2.12)$$

Додатково до п. 1 приймаємо такі данні: $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ Па}$; $\sigma = 600 \text{ МПа}$; $B = 20 \text{ мм}$; $\mu = 0,015$.

Величина x_0 у цьому випадку складає $x_0 = 0,01 \text{ м} = 10 \text{ мм}$ і менше попереднього значення у 3 рази.

Нагадаємо, що вище усі розрахунки отримані для лінійного контакту, тобто циліндричне колесо–плоска рейка. У випадку циліндричного колеса і заокругленої радіусом R_2 рейки наведені вище формули приймають декілька інший вигляд.

Коефіцієнт тертя кочення у цьому випадку (точковий контакт):

$$k = 0,16 b e^{0,2 R_1}, \quad (2.8, \text{ а})$$

або
$$k = 0,22 n_b^3 \sqrt{\frac{P}{E} \cdot \frac{R_1 R_2}{R_1 + R_2}} e^{0,2 R_1}, \quad (2.8, \text{ б})$$

де n_b - коефіцієнт, який залежить від відношення коефіцієнтів рівняння еліпсу дотику.

Формула (2.5), яка визначає радіус колеса із умов допустимих контактних напружень у цьому випадку має вигляд:

$$R_1 = \frac{0,0147 n_p^3 P E^2 R_2}{R_2^2 \sigma^3 - 0,0147 n_p^3 P E^2} \left(1 + \frac{R_2 \sigma}{n_p E} \sqrt{\frac{68 \sigma}{n_p P}} \right). \quad (2.5, \text{ а})$$

Аналіз отриманих формул та графіків на рис. 2.2 дозволяє зробити такі висновки:

- запропонована методика визначення амплітуд коливань нелінійних систем з урахуванням тертя кочення коліс по рейках (роликів по напрямних) і в цапфах коліс дозволяє не використовувати довідкову величину коефіцієнта тертя, а амплітуда коливань визначається з використанням загальноприйнятих констант матеріалів і геометричних характеристик деталей кочення;

- як і слід було чекати, врахування тертя у ходових частинах візків різко зменшує амплітуду коливань нелінійних систем.

					ДІПТ. 480000. 404. КРПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		34

Загальний висновок: вирішена задача знаходження амплітуд коливань з врахуванням тертя коліс (роликів) по рейках (напрямним) у загальному вигляді. Для визначення коефіцієнта тертя кочення запропонована аналітична залежність, яка включає загальноприйняті геометричні та механічні характеристики.

Доведено, що врахування опорів від тертя різко знижує амплітуду коливань.

2.2 Теоретичне визначення величини сили ковзання при коченні

Роботи про роль змащення на опір коченню носять в основному експериментальний характер [16] оскільки відсутні інженерні аналітичні залежності для визначення складової чистого опору коченню.

Якщо відома експериментальна формула Кулона (1785 р.) враховує як складову опору коченню від проковзування в місці контакту, так і від чистого кочення, то дослідження Рейнольдса (1876 р.) перевагу віддають першій складовій. Звідси, на нашу думку, змащенню вузлів кочення придається перебільшене значення. Якраз ця обставина вимагає більш ретельного дослідження оскільки, наприклад, на залізничному транспорті інтенсивність опору руху значно зростає після зупинки поїзда, а стабілізується опір руху тільки через 20 хв, а в'язкість мастил стабілізується через 10...15 км пробігу після довгої стоянки [17]. Можна припустити, що основною причиною підвищення опору руху в цей період є наявність саме мастил.

Оцінимо роль змащення на опір коченню. Для цього коротко зупинимося на декілька спрощеному доказі Рейнольдса яким автор довів, що опір руху коченню виникає в основному за рахунок тертя ковзання в місці контакту. Будемо також вважати, що матеріал циліндра (колеса) має абсолютну жорсткість, а матеріал площини (рейки) – кінцеву величину. При дії на циліндр радіусом R_1 і довжиною B сили P він заглибиться в площину на величину h . Якщо циліндр пересувається у напрямку вказаному на рис. 2.3, то швидкість якої точки циліндра на дузі контакту буде складатися із швидкості $\mathcal{V}$ поступального переміщення циліндра та колової швидкості $\mathcal{V}_0 = \omega R_1$, де ω - кутова швидкість

					ДІПТ. 480000. 404. КРПЗ	Арк.
						35
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

циліндра. Внаслідок того, що кути між векторами швидкостей $\mathcal{V}$ і $\mathcal{V}_0$ в кожній точці лінії контакту не рівні між собою, то їх результуюча буде різною, збільшуючись за величиною з наближенням до поверхні площини.

Швидкість ковзання в будь-якій точці, яка визначається кутом α , що вимірюється від вертикалі:

$$\mathcal{V}_{\text{кз}} = \mathcal{V}(1 - \cos\alpha) \approx \mathcal{V}\alpha^2 / 2; \quad (2.13)$$

цей вираз отримано після розкладання в ряд $\cos\alpha$ з утриманням двох членів, що для реальної величини кута дає досить точний результат.

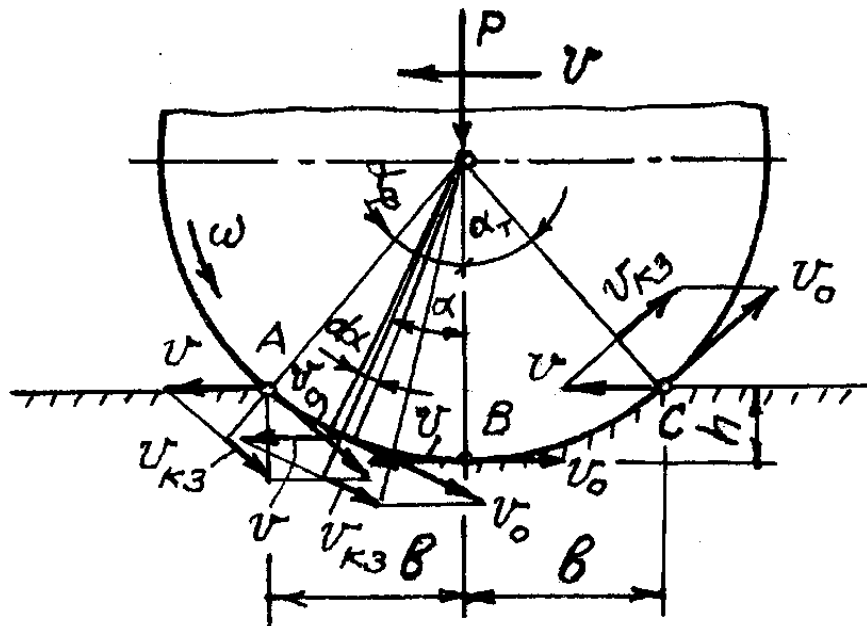


Рис. 2.3. Схема до визначення опору руху від тертя ковзання в зоні контакту

Потужність на тертя ковзання в цій точці:

$$dN_{\text{тр}} = BfR_1\mathcal{V}\sigma(\alpha)(\alpha^2 / 2)d\alpha, \quad (2.14)$$

де f - коефіцієнт тертя ковзання між поверхнею контакту; $\sigma(\alpha)$ - величина контактних тисків в цій точці.

Для визначення напружень в точці, положення якої визначається кутом α , прийнемо епюру контактних напружень у вигляді синусоїди. Тоді:

$$\sigma(\alpha) = \sigma_0 \sin \frac{\pi(b - \alpha R_1)}{2b} = \sigma_0 \cos \frac{\pi R_1}{2b} \alpha; \quad 0 \leq \alpha \leq \frac{b}{R_1}, \quad (2.15)$$

де $\sigma_0 = 0,418(PE / BR_1)^{1/2} = 0,2746E / R_1$ - величина найбільших напружень; ϵ - півширина смужки контакту. В формулі для визначення σ_0 прийнято, що модулі пружності при вдавлюванні однакові, а коефіцієнти Пуассона матеріалів циліндра і площини теж однакові і рівні 0,3.

Півширина смужки контакту [14] при цих умовах:

$$\epsilon = 1,526(PR_1 / BE)^{1/2} = 3,65R_1\sigma_0 / E. \quad (2.16)$$

Відзначимо, що тут прийнято допущення про рівність фронтального α_ϕ і тильного α_T кутів, тобто рівність відповідних півширин смужок контакту. Це допущення при пружних деформаціях коректне, оскільки швидкість розповсюдження пружної хвилі деформації для металів значна і, отже, для різних їх величин необхідна велика швидкість циліндра, сягаюча сотень метрів за секунду. Але внаслідок гістерезису напружень на тильному боці епюра змінюється у фронтальний бік і в точній постановці задачі ці обставини треба було б урахувати.

В подальшому при визначенні потужності на тертя ковзання не будемо враховувати це зміщення, вважаючи його незначним, тобто будемо вважати епюру симетричною відносно миттєвої точки.

Маючи величину ϵ можна знайти кути:

$$\alpha_\phi = \alpha_T = \arcsin(\epsilon / R_1) \approx \epsilon / R_1.$$

Повна потужність ковзання на дузі $\alpha_0 = \alpha_\phi + \alpha_T$.

$$N_{\kappa 3} = BfR_1 \int_0^{B/R_1} \sigma_0 \alpha^2 \sin \frac{\pi(\epsilon - \alpha R_1)}{2\epsilon} d\alpha = 2,9BR_1 f \sigma_0^4 / E^3. \quad (2.17)$$

Відомі, у всякому випадку для кранових коліс [25], достатньо апробовані і багаточисельні данні величини коефіцієнта тертя кочення k . Вони, безумовно, включають як тертя ковзання, так і безпосередньо тертя кочення. На основі

обробки цих експериментальних даних нами [18] отримано, що при лінійному контакті величина тертя кочення може бути визначена із виразу:

$$k = 0,225 \exp(-1,2R_1) = 0,82R_1\sigma_0 \exp(-1,2R_1)/E. \quad (2.18)$$

Тепер потужність на тертя кочення і ковзання можна визначити із формули:

$$N_0 = 4,7BR_1^3\sigma_0^3 \exp(-1,2R_1)/E^2. \quad (2.19)$$

На чисте кочення припадає потужність:

$$N_{кч} = N_0 - N_{кз} = (2,9BR_1^3\sigma_0^3/E^2) [(1,6E/\sigma_0) \exp(-1,2R_1) - f]. \quad (2.20)$$

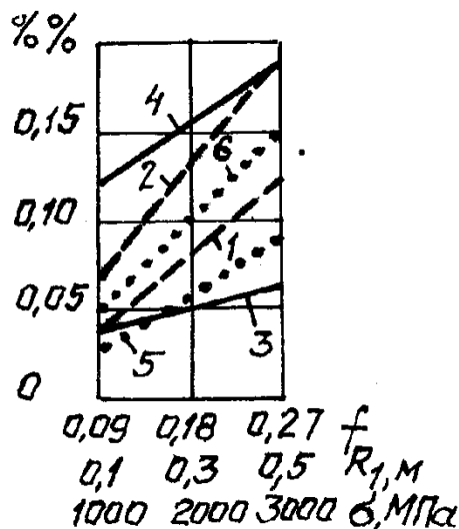
Таким чином, при лінійному контакті на ковзання при коченні припадає %:

$$\frac{N_{кз}}{N_{кч}} 100 = \frac{100f\sigma_0}{1,6E \exp(-1,2R_1) - f\sigma_0}. \quad (2.21)$$

Формула (2.20) справедлива при будь-якому початковому лінійному контакті.

При цьому необхідно мати на увазі, що величина σ_0 залежить від схеми дотику.

Залежність (в процентах) потужності на ковзання від потужності на кочення для сталі 20 Х від величини коефіцієнта тертя ковзання показана на рис. 2.4.



1, 2 – від коефіцієнта тертя ковзання при $R_1 = 0,1$
та $R_1 = 0,5 м$; 3, 4 – від радіуса колеса при
 $f = 0,09$ та $f = 0,27$; 5, 6 – від σ_0 при $R_1 = 0,1$
та $R_1 = 0,5 м$ ($f = 0,09$);

Рис. 2.4. Залежність величини потужності (%) на ковзання в місці контакту

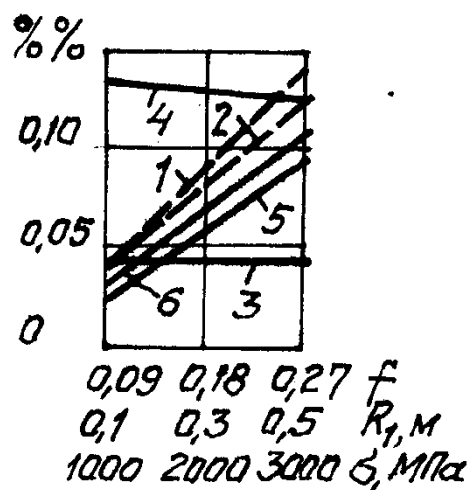
Для визначення процентної складової на тертя ковзання при точковому контакті приведемо кругову або еліпсоподібну пляму до прямокутника при півширині смужки контакту рівній:

$$B = \pi a / 4 \approx 0,785a, \quad (2.22)$$

де a - розрахункова довжина плями контакту.

При розрахунках у випадку точкового контакту необхідно мати на увазі, що величина допустимих контактних напружень у цьому випадку в 1,3...1,5 рази більша, чим при лінійному, тому в формулі (2.20) перед σ_0 необхідно поставити 0,785 (1,3...1,5) = 1,02...1,18, але для оцінки величини $100 N_{кз} / N_{кч}$ можна брати добуток рівним одиниці. Крім того, при точковому контакті замість $\exp(-1,2R_1)$ необхідно підставляти значення $\exp(0,2R_1)$.

Залежності, аналогічні показані на рисунку 2.4, для точкового контакту при схемі дотику “циліндри зі взаємно перпендикулярними осями” при $\sigma_0 = 1760 \text{ МПа}$; $R_1 = 0,1$ і $R_2 = 0,3$ показані на рисунку 2.5.



1, 2 - від коефіцієнта тертя ковзання при $R_1 = 0,1$ та $R_1 = 0,5 \text{ м}$; 3, 4 - від радіуса колеса при $f = 0,09$ та $f = 0,27$; 5, 6 - від величини допустимих контактних напружень при $R_1 = 0,1$ та $R_1 = 0,5 \text{ м}$;

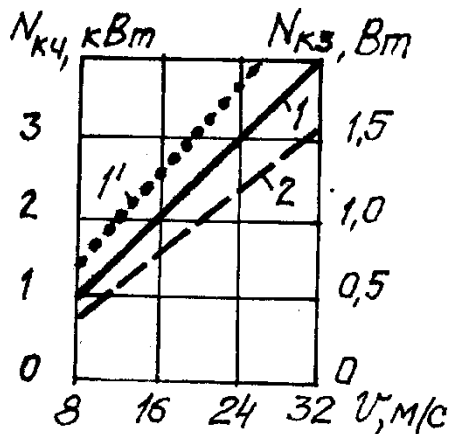
Рис. 2.5. Залежність величини потужності (%) в місці точкового контакту на ковзання

Неважко підрахувати, що якщо, наприклад кількість коліс 80, то потужність на тертя ковзання складе $N_{кз} = 0,012 \text{ кВт}$ при потужності на кочення $N_{кч} = 31,75 \text{ кВт}$.

Проведемо розрахунки для підшипника №32220 шляхом перенесення усього навантаження $P = 81 \text{ кН}$ на один ролик $R_1 = 8 \text{ мм}$. Але оскільки ролики завантажені нерівномірно, то навантаження на розрахунковий ролик необхідно брати рівним $(2/\pi)P = 51600 \text{ Н}$ [19]. При радіусах внутрішньої і зовнішньої бігових доріжок отримаємо, що величина контактних напружень між роликом та зовнішнім кільцем складе $\sigma_{зн} = 3630$, а між роликом і внутрішнім кільцем

$\sigma_{\text{вн}} = 4040 \text{ МПа}$. Потужності на ковзання (2.17) між відповідними кільцями

$$N_{\text{кзвн}} = 625 \text{ 9} \text{ і } N_{\text{кзвн}} = 89909 \text{ Вт}.$$



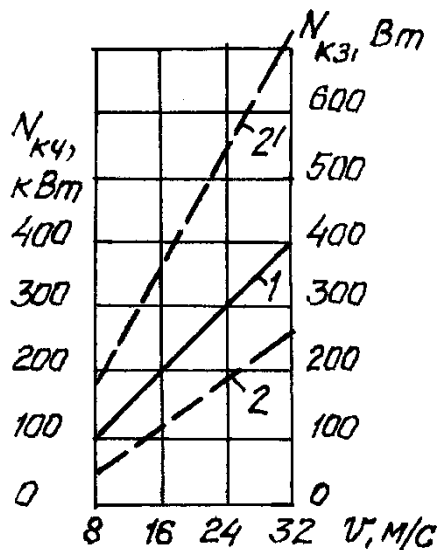
1 – потужності на подолання опору кочення (кВт);
2 – потужності на подолання ковзання в зоні контакту
коліса і рейки (Вт) ($f = 0,15$); 1' – потужність на
кочення для кранового колеса при точковому контакті;

Рис. 2.6. Залежність від швидкості колеса

Сумарні величини:

$$N_{\text{кз}} = N_{\text{кзвн}} + N_{\text{кзвн}} = 10,56 f \text{ 9} \text{ і } N_{\text{кч}} = N_{\text{кзвн}} + N_{\text{кзвн}} = 15509 \text{ Вт}.$$

Залежність $N_{\text{кз}}$ і $N_{\text{кч}}$ від f і 9 для 8 коліс (4 осей) показані на рис. 2.7.



1 – опір від чистого кочення (кВт); 2, 2' – опір від ковзання
при $f = 0,09$ і $f = 0,27$ (Вт);

Рис. 2.7. Залежність складових опор коченню в
підшипниках для 4-х осей від швидкості

Відзначимо, що данні на рис. 2.7 отримані приведенням загального навантаження до умовного на один ролик, але при відомому навантаженні на кожний ролик ці розрахунки можуть проведені точно; ця наближена методика може бути застосована з точністю $\pm 15\%$ (залежно від типу підшипника, кількості шариків (роликів)).

Аналіз наведених формул та графіків (рис. 2.4 – рис. 2.7) дозволяє зробити такі висновки:

- опір коченню від ковзання на дузі контакту не перевищує декількох десятих відсотка від опору безпосереднього кочення, а за абсолютною величиною-декількох Ватт для коліс і декількох десятків Ватт для підшипників середнього розміру;
- мащення підшипників кочення, особливо консистентними мастилами, навряд чи економічно доцільно.

Загальний висновок: знайдено швидкість відносного ковзання між циліндричним колесом і рейкою в будь-якій точці зони контакту і загальна потужність на ковзання, а також аналітична залежність для визначення потужності на чисте кочення. Доведено, що величина потужності на ковзання для коліс, що рухаються по плоскій або закругленій рейці не перевищує декількох Ватт, а для крупних підшипників кочення - декількох десятків Ватт. Запропоновано не змащувати підшипники консистентними мастилами.

2.3 Опір коченню платформи трейлера зі зміщеним центром ваги

Взагалі відомо, що вантаж на платформі повинен розташовуватись посередині опорного контуру коліс, а коли вага вантажу номінальна, то це є обов'язковою умовою. Але інколи, особливо при перевезенні штучних вантажів, центр ваги зміщується не деяку відстань від середини або по довжині, або по ширині платформи. Це може бути пов'язано як з різними габаритами, так і різною вагою машин, деталей та конструкцій, які перевозяться.

Звичайно, що максимальне навантаження на найбільш завантажене колесо в даному випадку не повинно перевищувати допустимого, а завантаження менш завантажених коліс можуть бути визначені при відомій відстані від середини платформи до центра ваги усього вантажу. Таким чином, щоб навантаження на одне колесо дорівнювало допустимому P_1 при відомій вазі вантажу Q_x , відстань x від центра платформи до центра ваги повинна складати:

					ДІТ. 480000. 404. КРПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		41

$$x = \frac{L}{2} \left(\frac{Q}{Q_x} - 1 \right), \quad (2.23)$$

або при відомій відстані x , та вазі платформи $G_{пл}$ вага вантажу повинна складати:

$$Q_x = \frac{Q}{1 + \frac{2x}{L}}. \quad (2.24)$$

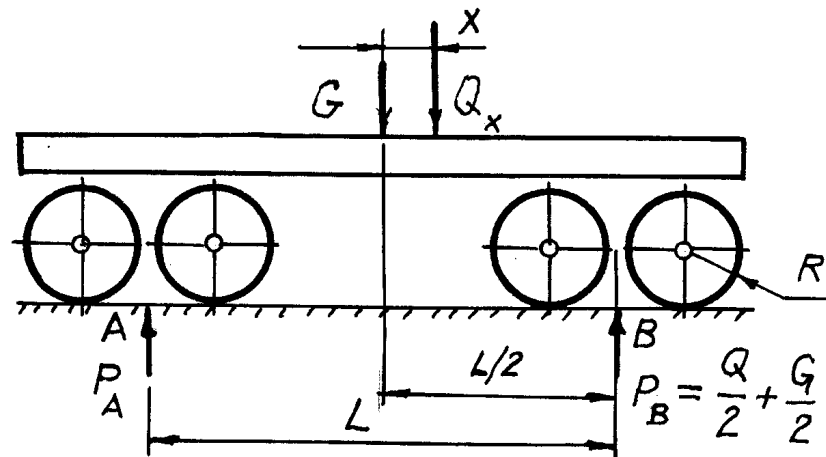


Рис. 2.8. Розрахункова схема до визначення тиску на колесо

Знайдемо Q_x і тиск на одне колесо візків А і В від зміни x . Ця залежність показана на рис. 2а; данні прийняті наступні: $G = 220$ кН; $Q = 600$ кН; $L = 8,65$ м.

Знайдемо опір коченню одного колеса в залежності від x .

Для цього скористаємось отриманою нами [20] залежністю між півшириною плями контакту і коефіцієнтом тертя кочення.

При початковому точковому контакті величина коефіцієнта тертя кочення колеса по рейці з радіусом колеса $R_1 = 0,475$ м і радіусом заокруглення головки рейки $R_2 = 0,3$ м:

$$k = 0,16be^{0,2R_1}. \quad (2.25)$$

Оскільки півширина плями контакту для даного випадку (циліндри із взаємно перпендикулярними осями) [24]:

$$b = 0,6985n_e \sqrt[3]{\frac{P}{E} \frac{R_1 R_2}{R_1 + R_2}}, \quad (2.26)$$

то коефіцієнт тертя кочення визначиться із формули:

$$k = 0,11 n_b^3 \sqrt{\frac{P}{E} \frac{R_1 R_2}{R_1 + R_2}} e^{0,2 R_1}, \quad (2.27)$$

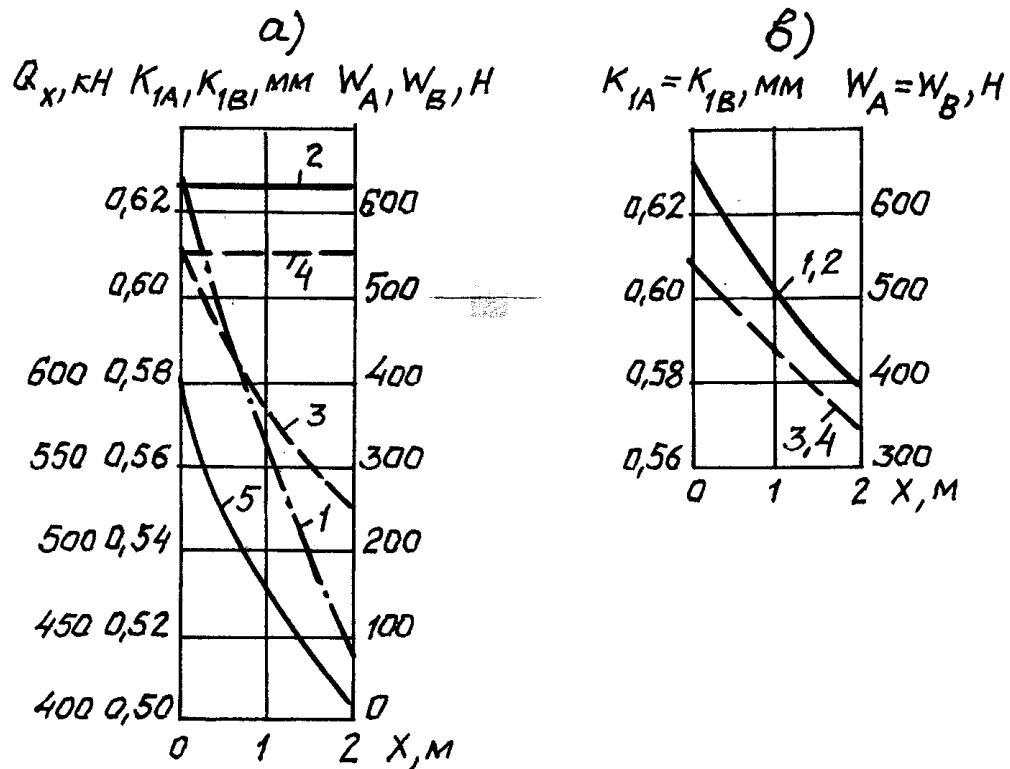
де n_b - коефіцієнт, який залежить від співвідношення коефіцієнтів рівняння еліпса дотику, $A/B = R_1/R_2$ (для цих розмірів R_1 та R_2 $n_b = 1,16$).

Підставивши в (2.27) замість P відповідні величини P_{1A} та P_{1B} отримаємо коефіцієнти тертя кочення для коліс лівого (А) візка в залежності від місця положення центра ваги вантажу x (для коліс правого візка (В) ця величина буде, як було вказано вище, постійною і відповідати максимальному навантаженню на одне колесо $P_{1B} = 102,5 kH$). Залежності K_{1A} та K_{1B} від x показані на рис. 2.9, а.

Якщо цей самий вантаж вагою, що відповідає максимальній величині зсунутого на відстань x від центра, розташувати посередині платформи, то замість величини P в формулу (2.27) необхідно підставити величину $P_1 = (Q_x + G)/8$. Залежності коефіцієнтів тертя кочення та опорів коченню візків для цього випадку показані на рис. 2.9, в.

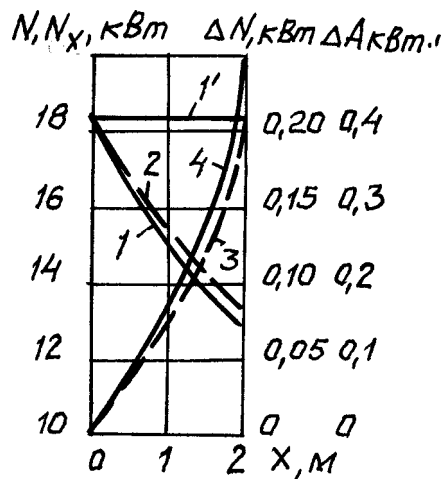
На рис. 2.10 показані залежності потужностей на пересування платформи при вантажі, розташованому посередині N і зсунутому на відстань x , а також різниця в потужностях ΔN і витратах електроенергії на 100 км шляху при швидкості 60 км/год.

Загальний висновок: із рис. 2.9, а, рис. 2.9, в та рис. 2.10 неважко переконатись, що опір коченню платформи збільшується зі зміщенням центра ваги від центру платформи, а отже збільшуються витрати енергоносіїв і, наприклад, при зміщенні центра ваги на 2 м додаткові витрати складають біля 1,5% від номінальних витрат. Відзначимо також, що витрати в підшипниках кочення практично рівні опорів коченню колеса, тому значення ΔN і ΔA необхідно подвоїти.



коефіцієнта тертя кочення колеса лівого (А); 2 – те ж правого (В); 3 – опір коченню лівого візка; 4 – те ж правого; 5 – величина вантажу Q_x , при якому тиск на колесо візка В дорівнює максимальному (а – при зсунутому на величину x вантажу; в – при вантажі, розташованому посередині);

Рис. 2.9. Залежність від величини розташування центру ваги вантажу



1 – при розташуванні вантажу Q_x посередині; 2 – те ж при зміщенні на відстань x ; 3 – різниця у витраті електроенергії (кВт) при відстані 100 км; 4 – різниця в потужностях, кВт;

Рис. 2.10. Залежність потужностей на пересування платформи

2.4 Коефіцієнт тертя в підшипнику кочення маточини колеса автомобіля при мащенні трансмісійними оливами та консистентними мастилами

В цьому пункті наведено приклад отримання коефіцієнту тертя в маточині колеса МАЗ-5335, який виникає при сухому контакті. Також наведено приклади, як за допомогою мастильного матеріалу різних маркувань змінюється цей коефіцієнт. Результати були отримані за допомогою застосування математичної моделі для малогабаритних зразків тіл кочення з наступним перенесенням результатів на натурні експлуатаційні вузли з відтворенням основ фізики процесу контактної взаємодії. Для визначення коефіцієнта тертя також існують інші методи, наприклад: віброакустичний метод та при використанні мехатронних підшипників, виконаних по технології Active Sensor Bearing (підшипник з активним сенсором), [21].

Дослідження ґрунтуються на використанні методу оцінки факторного простору та побудові графічних та математичних моделей виду $k=f(R, n)$, де R – радіальна сила, яка навантажує підшипник маточини колеса автомобіля, n – частота обертання маточини колеса. Для визначення параметрів руху автомобіля та відповідної взаємодії елементів підшипників кочення маточин коліс, при яких можливий перехід до сухого тертя, використано метод графічного відображення накладення меж значень сухого тертя та поверхні відгуку для розрахункового коефіцієнта тертя у експлуатаційному мастильному середовищі. При цьому, при сухому терті буде мати місце перетин зазначених геометричних фігур. Тобто запропоновано до використання порівняння розрахункових коефіцієнтів сухого тертя, які отримані в лабораторних умовах на малогабаритних підшипниках кочення (6304, 6305) з розрахунковими коефіцієнтами тертя кочення при мащенні, які визначені для натурних підшипників маточин коліс (2224KM, 97218) з відповідними експлуатаційними режимами використання з урахуванням визначених закономірностей зміни моменту тертя при мащенні на малогабаритних підшипниках.

					ДІП. 480000. 404. КРПЗ	Арк.
						45
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Для визначення порушення дії мастильних утворень на доріжках тертя підшипника кочення запропоновано вважати наближення коефіцієнта тертя кочення до меж, які позначають прояв сухого тертя, тобто фрикційну взаємодію без мастильного середовища. Для виявлення таких меж використано графічний метод поєднання даних, які попередньо отримано при проведенні триботехнічних випробувань підшипників 6304, 6305 при частотах обертання 300, 500, та 1000 об/хв та ступінчастому нормальному навантаженні без подачі будь-якого мастильного матеріалу.

В даній роботі використовувались в якості мастильних середовищ такі матеріали:

- консистентні мастила:, Літол-24, ШРУС, графітна; MOLDER MP2, MOTUL TECHGREASE 300.

- рідкі трансмісійні оливи: ТАД-17, МТ-16П.

Навантаження підшипників маточин коліс заднього мосту автомобіля МА35335 визначались у відповідності з методикою розрахунку сил, які діють на піввісі нерозрізних мостів. При цьому визначено, що:

- при максимальному поперечному ухилі $\beta=32^\circ$ максимальна реакція зовнішнього підшипника (97218) маточини складає $R_1=38248\text{Н}$, внутрішнього підшипника (2224КМ) складає $R_2=45534\text{Н}$;

- при максимальному поздовжньому ухилі $\alpha=32^\circ$ максимальна реакція зовнішнього підшипника (97218) маточини складає $R_1=30784\text{Н}$, внутрішнього підшипника (2224КМ) складає $R_2=36648\text{Н}$.

Далі йде обговорення отриманих результатів, зміни коефіцієнта тертя кочення від сили тиску на підшипник 6304 при випробуваннях без мастильного матеріалу.

При частотах обертання в 300 та 500 хв⁻¹ переважаюча кількість значень коефіцієнта тертя кочення розміщується в полі з верхньою межею у 0,052 мм та нижньою у 0,029 мм. При цьому зосередженість значень складає понад 90 %.

					ДІТ. 480000. 404. КРПЗ	Арк.
						46
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Значення коефіцієнта тертя при 1000 хв^{-1} попадають у визначене поле частково, складають близько 30 % в обмеженому діапазоні навантажень – від 200 до 420 Н.

В загальному, більш сталі режими взаємодії спостерігаються при частоті обертання в 300 хв^{-1} , при якій коефіцієнт тертя дорівнює 0,04 мм та 0,035 мм, після чого спостерігався його стрімкий ріст до 0,05 мм з наступним зниженням. Відносно сталий режим взаємодії також був присутній й при частоті обертання в 500 хв^{-1} , значення коефіцієнта тертя складало 0,03 мм у діапазоні навантажень 800...100 Н. В іншому спостерігалось зменшення коефіцієнта тертя з його максимального значення 0,075 до 0,03 мм майже через все визначене поле.

Це пов'язується з наступним.

По-перше, мала місце зміна швидкісного режиму випробувань дослідного зразка підшипника.

По-друге, проявили себе дефекти у приповерхневих шарах, які накопичувалися за рахунок деформування доріжок кочення при збільшенні навантажень. При цьому, одна їх частина обумовила знос у вигляді відокремлення продуктів, а друга створила умови для зменшення опору руху за рахунок пружного деформування зон контакту. При частоті обертання в 1000 хв^{-1} сталий режим взаємодії зовсім не спостерігався. Спостерігався ріст коефіцієнта тертя до 0,08 мм при збільшенні навантаження до 800 Н з його наступним зменшенням до 0,07. Але у подальшому досліди не проводились за відсутністю необхідності, яка була обмежена частотою обертання обойми маточини колеса автомобіля.

Таким чином запропоновано використовувати значення коефіцієнта сухого тертя для підшипника кочення у визначених межах, тобто $k=0,029...0,052$ мм або його середнє значення $k_c=0,041\pm0,012$ мм.

Після отримання результатів коефіцієнта тертя в середовищі з мастильним матеріалом, проаналізовано отриманий результат та сформовані наступні

ВИСНОВКИ:

- консистентне мастило «MOLDER MP2» забезпечує формування на доріжках кочення захисних мастильних шарів, при цьому гранична

					ДІТ. 480000. 404. КРПЗ	Арк.
						47
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

функціональність може проявлятися при частоті обертання більшої за 275 хв^{-1} ; процес змащування характеризується помітним збільшенням коефіцієнта тертя від частоти обертання на фоні незначного, практично постійного значення зі збільшенням навантаження;

- консистентне мастило «Літол-24» забезпечує формування на доріжках кочення захисних мастильних шарів, при чому гранична їх функціональність, незалежно від швидкісного та силового навантаження, постійно межує з нижньою межею сухого тертя; мастильний процес характеризується прогнозованою сталістю коефіцієнта тертя;

- трансмісійна олива «ТАД-17» в діапазоні частоти обертання від 25 до 100 хв^{-1} та на протязі всього збільшення навантаження не забезпечує формування захисних мастильних шарів, що вказує на прояв сухого тертя; зі збільшенням частоти обертання та швидкості руху автомобіля, на доріжках кочення починають проявлятися процеси, які супроводжуються зменшенням моменту тертя. Мастильний процес характеризується зменшенням коефіцієнта тертя;

- консистентне мастило «ШРУС», як і мастило «Літол-24», забезпечує формування захисних мастильних шарів на доріжках кочення, при чому гранична їх функціональність, незалежно від швидкісного та силового навантаження, також постійно межує з нижньою границею сухого тертя; мастильний процес характеризується сталістю коефіцієнта тертя однак з меншим значенням – $0,021 \text{ мм}$ у порівнянні з $0,025 \text{ мм}$ з ледве помітним зниженням;

- трансмісійна олива «МТ-16П» в підшипнику 2224КМ в діапазоні частоти обертання від 0 до 25 хв^{-1} та на протязі всього збільшення навантаження не забезпечує формування захисних мастильних шарів, що вказує на прояв сухого тертя, та не характерно для підшипника 97218; однак зі збільшенням частоти обертання і, відповідно, швидкості руху автомобіля, на доріжках кочення починають проявлятися процеси, що супроводжуються зниженням моменту тертя; мастильний процес характеризується зменшенням коефіцієнта тертя;

					ДІП. 480000. 404. КРПЗ	Арк.
						48
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- консистентні мастила «MOTUL TECHGREASE 300», графітне мастило, як і «Літол-24», забезпечують формування на доріжках кочення захисних мастильних шарів, але їх гранична функціональність, відносно нижньої межі сухого тертя незалежно від швидкісного та силового навантаження, трохи нижча від «Літол-24»; коефіцієнт тертя кочення також менший, при $n=25 \text{ хв}^{-1}$; він дорівнює 0,02 мм проти 0,023-0,025 мм; мастильний процес характеризується незначним збільшенням коефіцієнта тертя при непомітному впливі навантаження у всьому діапазоні, що розглядається.

Отримані результати вказують на більший вплив швидкісного навантаження на порушення мащення доріжок кочення, ніж силового. При цьому, швидкісні режими прогнозованого переходу до сухого тертя характерні тільки для трансмісійних мастил «ТАД-17» і «МТ-16П», з чого витікає необхідність більш ретельного дослідження процесів мащення підшипників маточин задніх коліс автомобіля МАЗ-5335 з подальшою розробкою заходів примусового керування їх змащування.

2.5 Висновки за розділом

В розділі розглянуто вплив різних факторів на енергетичну складову підшипника, а саме, втрати енергії на подолання сили опору. З представленої до уваги інформації можна сформулювати наступні висновки: врахування опорів від тертя різко знижує амплітуду коливань; збільшення опору в підшипнику, що виникає при зміщенні центру ваги не є критичним, але має певний вплив; в деяких випадках потрібно ретельніше підбирати мастильні матеріали, так як за різних умов потреба у мащенні може відрізнитись і не завжди загальноприйнята консистенція може задовільнити потреби

					ДІП. 480000. 404. КРПЗ	Арк.
						49
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3 ТЕОРІЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ УСТАНОВОК ДЛЯ ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ПІДШИПНИКОВИХ ВУЗЛІВ

Одним із розповсюджених способів визначення коефіцієнта тертя кочення є замір опору руху, через який і визначається коефіцієнт аналітично. Треба відзначити, що цей спосіб не завжди зручний при непрямолінійній траєкторії руху; крім того, він вимагає значних площ та часу на експеримент.

Пропонується декілька установок для експериментально-аналітичного визначення коефіцієнта тертя кочення, які дозволяють визначити його величину прилюбій траєкторії руху, вимагають незначних площ та часу на експеримент.

Скористаємося відомими з теоретичної механіки методами дослідження коливань лінійних систем з одним ступенем свободи. В теоретичній механіці вони використовуються як зразок складання диференціальних рівнянь за допомогою рівнянь Лагранжа другого роду або метода Д'аламбера.

У відомих рішеннях цих задач відсутній такий важливий елемент, як тертя кочення. Це пов'язане не тільки зі спрощенням задач, а і з тим, що, у загальному випадку, величина тиску у місці контакту є величиною змінною, а, отже, є змінним і опір руху.

3.1 Циліндр знаходиться на вгнутій циліндричній поверхні

Для складання диференціального рівняння для схеми (рис. 3.1) скористаємося методом Д'аламбера. Рівняння рівноваги циліндра (колеса) у положенні, що визначається координатою x :

$$\begin{aligned} M\ddot{x} &= -N \sin \varphi + F \cos \varphi ; \\ M\ddot{y} &= N \cos \varphi + F \sin \varphi - Mg ; \\ I\ddot{\varphi}_1 &= -FR_1 \pm Nk , \end{aligned} \tag{3.1}$$

де F – сила тертя між поверхнями кочення, що перешкоджає проковзуванню колеса; N - сила нормального тиску; M - маса колеса;

$I = MR_1^2 / 2$ - момент інерції колеса відносно осі; φ - полярна координата центра ваги колеса при коченні; k - коефіцієнт тертя кочення.

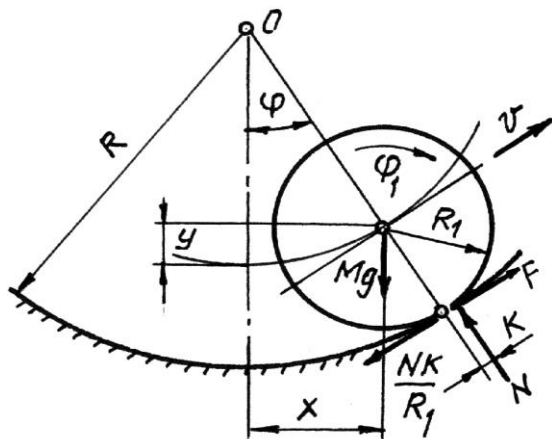


Рис. 3.1. Схема установки для визначення коефіцієнта тертя кочення циліндра у вгнутій поверхні

Помножимо перше рівняння системи (1) на $\cos \varphi$, а друге на $\sin \varphi$, та склавши їх отримаємо:

$$M(\ddot{x} \cos \varphi + \ddot{y} \sin \varphi) = F - Mg \sin \varphi. \quad (3.2)$$

Кути φ , φ_1 та швидкість ϑ зв'язані між собою відношеннями:

$$\begin{aligned} \varphi_1 &= (R - R_1)\dot{\varphi} / R_1; \\ \vartheta &= (R - R_1)\dot{\varphi}. \end{aligned} \quad (3.3)$$

Тепер

$$F = (\pm Nk - I\ddot{\varphi}_1) / R_1 = I(R - R_1)\ddot{\varphi} / R_1^2. \quad (3.4)$$

Визначимо координати центру ваги колеса через кут φ :

$$x = (R - R_1 \sin \varphi); \quad y = (R - R_1)(1 - \cos \varphi) \quad (3.5)$$

та підставивши вирази (3.5) та (3.4) в рівняння (3.2), отримаємо при умові, що $\sin \varphi \approx \varphi$, $\cos \varphi \approx 1$:

$$\left[(MR_1^2 + I)(R - R_1) / NR_1 \right] \ddot{\varphi} + R_1 \varphi \pm k = 0. \quad (3.6)$$

Зупинимось на рішенні останнього рівняння.

Позначимо $p^2 + R_1 / \left[(MR_1^2 + I)(R - R_1) / NR_1 \right]$ і $a = k / R_1$ та запишемо (3.6)

у вигляді [21]:

$$\ddot{\varphi} + p^2 \varphi - a p^2 = 0.$$

Рішення цього рівняння при початкових умовах: коли $t = 0$, $\varphi = \varphi_0$, $\dot{\varphi} = 0$.

Рішення рівняння при цих початкових умовах має вигляд

$$\varphi = (\varphi_0 - a) \cos pt + a. \quad (3.7)$$

Коли аргумент pt стає рівним π , швидкість знову обертається в нуль, тобто колесо досягає свого крайнього відхилення і це відхилення згідно з (3.7):

$$\varphi_1 = (\varphi_0 - a) \cos \pi + a = -\varphi_0 + 2a,$$

тобто за абсолютною величиною воно менше початкового відхилення на $2a$.

Якщо абсолютна величина φ_1 задовольняє виразу $c|\varphi_1| > k$ (або $|\varphi_1| > a$), то сила ваги більше сили тертя і колесо рухається у бік позитивних значень φ . Тепер рівняння руху набуде вигляду:

$$\ddot{\varphi} + p^2 \varphi + ap^2 = 0. \quad (3.8)$$

Зміщуючи початок відліку часу, приймемо початкові умови такими: $t = 0$, $\varphi = \varphi_1$, $\dot{\varphi} = 0$.

Тепер рішення запишеться у вигляді:

$$\varphi = (\varphi_1 + a) \cos pt - a.$$

Розмірковуючи як і вище отримаємо для другого відхилення:

$$\varphi_2 = -\varphi_1 - 2a,$$

або, маючи на увазі відношення між φ_1 та φ_0

$$\varphi_2 = \varphi_0 - 4a.$$

Таким чином, за один період амплітуда зменшується на одну і ту ж величину $4a$, тобто послідовність амплітуд утворює арифметичну прогресію, а, отже, огинаюча крива уявляє собою пряму лінію.

Отже, якщо відома величина φ_0 та φ_2 , то коефіцієнт тертя кочення:

$$k = R_1(\varphi_0 - \varphi_2) / 4. \quad (3.9)$$

На практиці можна підрахувати кількість повних коливань n до зупинки колеса і скористатись формулою:

$$k = \varphi_0 R_1 / 4n . \quad (3.10)$$

Оскільки існує деяка особливість при складанні рівнянь коливань з використанням рівняння Лагранжа другого роду, то отримаємо рівняння (3.6), знайшовши кінетичну та потенціальну енергію системи:

$$\begin{aligned} T &= M\dot{\vartheta}^2 / 2 + (I / 2)\ddot{\varphi}_1^2 ; \\ \Pi &= Mg(R - R_1)(1 - \cos \varphi \pm Nk\varphi) . \end{aligned} \quad (3.11)$$

Оскільки

$$\varphi_1 = [(R - R_1) / R_1]\varphi , \text{ а } \vartheta = (R - R_1)\dot{\varphi} , \quad (3.12)$$

то

$$T = [(R - R_1) / R_1]^2 (MR_1^2 + I) / 2\dot{\varphi}^2 . \quad (3.13)$$

Підставивши у рівняння Лагранжа вирази для T та Π , отримаємо це ж рівняння (3.6).

Маючи достатньо просту конструкцію та математичний апарат, дана установка має суттєвий недолік: складність створення значних навантажень на колесо.

3.2 Установка з привантаженням двома пружинами

Розглянемо аналогічну установку, а для створення привантаження колеса прикріпимо до нього дві пружини, натягнуті із зусиллям N та жорсткістю C кожна (рис. 3.2). Якщо колесо вивести із стану рівноваги, то при малих коливаннях його кінетична енергія обертального та поступального переміщень:

$$T = (3 / 4)MR_1^2\dot{\varphi}_1^2 . \quad (3.14)$$

Оскільки при обертанні колеса на кут φ точка А зміститься на величину $2R_1\varphi$, то потенціальна енергія деформації пружин і потенціальна енергія циліндра у цю мить:

$$\begin{aligned} \Pi = 4CR_1^2 \cos \alpha + (Mg/2)R_1^2 \varphi_1^2 / 2(R - R_1) \pm \\ \pm (Mg + 2N \cos \alpha) \varphi_1 k = 0. \end{aligned} \quad (3.15)$$

Підставивши вирази кінетичної та потенціальної енергії у рівняння Лагранжа, отримаємо з урахуванням, що $\varphi = \varphi_1 R / (R - R_1)$:

$$\begin{aligned} (3/4)[MR_1(R - R_1)/(Mg + 2N \cos \alpha)]\ddot{\varphi} + \\ + \frac{MgR_1 + 8CR_1(R - R_1)\cos \alpha}{(Mg + 2N \cos \alpha)\varphi} = \pm k. \end{aligned} \quad (3.16)$$

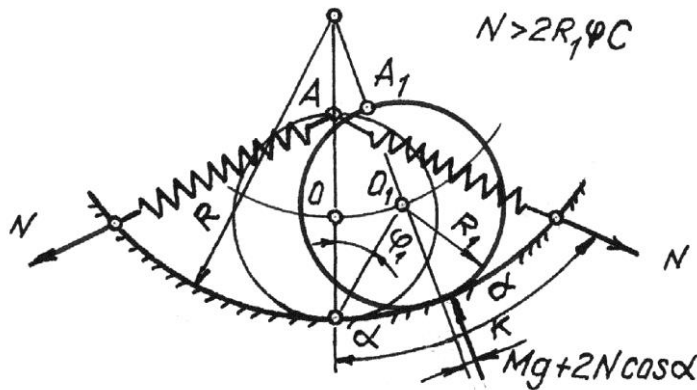


Рис. 3.2. Схема установки з привантаженням двома пружинами

Провівши викладки аналогічні п. 1 отримаємо, що коефіцієнт тертя кочення знаходиться із виразу

$$k = \frac{MgR_1 + 8CR_1(R - R_1)\cos \alpha}{4(Mg + 2N \cos \alpha)(\varphi_0 - \varphi_2)} \quad (3.17)$$

при одному коливанні, та

$$k = \frac{MgR_1 + 8CR_1(R - R_1)\cos \alpha}{4n(Mg + 2N \cos \alpha)\varphi_0} \quad (3.18)$$

при повній зупинці.

3.3 Установка з водилом та привантаженням двома пружинами

Описана у попередньому параграфі установка має суттєвий недолік: незручність закріплення пружин до колеса. Пропонується пристрій з водилом яке жорстко скріплене з колесом і до водила під кутом α прикріплені дві пружини, які дозволяють регулювати тиск (рис. 3.3).

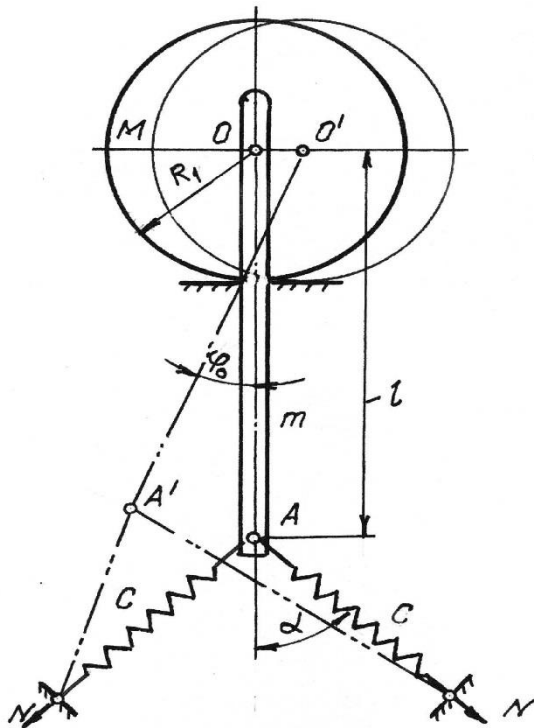


Рис. 3.3. Схема установки з водилом і привантаженням пружинами

Кінетична енергія системи:

$$T = (M + m)R_1^2 / 2 \cdot \dot{\varphi}^2 + (MR_1^2 / 4 + ml^2 / 6) \dot{\varphi}^2 - (mlR_1 / 2) \dot{\varphi}^2 = 0. \quad (3.19)$$

Зміна потенціальної енергії системи залежить від кута підйому водила та роботи деформації пружин і підшви з колесом:

$$\Pi = [mgl / 4 + C(l - R_1)^2] \varphi^2 \pm [(M + m)g + 2N \cos \alpha] \varphi k. \quad (3.20)$$

Підставивши значення Π і T у рівняння Лагранжа, отримаємо:

$$\begin{aligned} & [(M + m)R_1^2 + (MR_1^2 / 2 + ml^3 / 3) - mlR_1] \times \\ & \times [(M + m)g + 2N \cos \alpha] \ddot{\varphi} + \\ & + \frac{mgl / 2 + 2C(l - R_1)^2}{[(M + m)g + 2N \cos \alpha]} \varphi = \pm k. \end{aligned} \quad (3.21)$$

Провівши викладки, аналогічні п. 3.1, отримаємо:

$$k = \frac{mdl / 2 + 2C(l - R_1)^2}{4n} [(M + m)g + 2N \cos \alpha] (\varphi_0 - \varphi_2), \quad (3.22)$$

або

$$k = \frac{mdl / 2 + 2C(l - R_1)^2}{4n[(M + m)g + 2N \cos \alpha]} \Phi_0. \quad (3.23)$$

3.4 Установка для визначення тертя у маточинах коліс

Для визначення сили тертя у цапфі можна використати установку (рис. 3.4): якщо у останньому прикладі масу води замінити зосередженою на кінці масою m , масу вважати точковою, а на вісь циліндра насадити маятник з радіусом цапфи r , то диференціальне рівняння вільних коливань такої системи знайдеться так.

За узагальнюючі координати приймемо кут повороту циліндра Φ та кут відхилення маятника від вертикалі Θ .

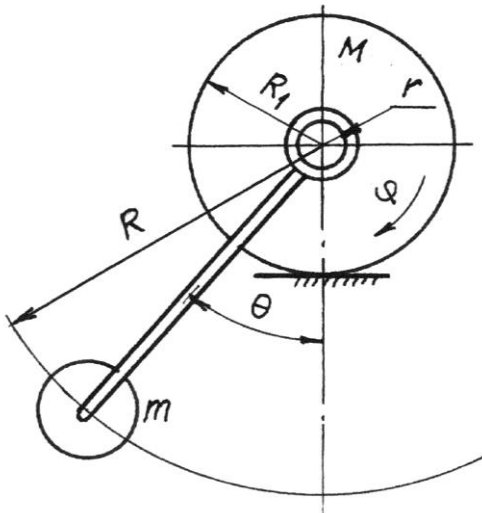


Рис. 3.4. Схема установки для визначення тертя в цапфах коліс

Кінетична енергія мас M та m :

$$T = (1/2)m(R^2\dot{\Theta}^2 + R_1^2\dot{\Phi}^2 + 2R_1R\dot{\Phi}\cos\Theta) + (1/2)(MR_1^2/2\dot{\Phi}^2 + MR_1^2\dot{\Phi}^2). \quad (3.24)$$

Потенціальна енергія системи:

$$\Pi = mgR(1 - \cos\Theta) + mgf\Theta r + (M + m)gk\Phi, \quad (3.25)$$

де f – коефіцієнт тертя у цапфі.

Функція Лагранжа має вигляд:

$$L = (1/2)m(R^2\dot{\Theta}^2 + R_1^2\dot{\Phi}^2 + 2R_1R\dot{\Phi}\cos\Theta) +$$

$$+ (1/2)(MR_1^2 / 2\dot{\varphi}^2 + MR_1^2\dot{\varphi}^2) - mgR(1 - \cos \Theta) + \\ + mgf\Theta r + (M + m)gk\varphi. \quad (3.26)$$

Підставивши функцію у рівняння Лагранжа

$$(d/dt)(\partial L / \partial \dot{g}_i) - (\partial L / \partial g_i) = 0,$$

отримаємо систему двох диференціальних рівнянь, пов'язаних кутами φ та Θ :

$$\begin{cases} [(3/2)M + m]R_1^2\ddot{\varphi} + mRR_1\ddot{\Theta} \pm (M + m)gk = 0 \\ mRR_1\ddot{\varphi} + mR^2\ddot{\Theta} + mgR\Theta \pm mgfr = 0. \end{cases} \quad (3.27)$$

При відомому коефіцієнті тертя кочення рівняння для визначення f набуде вигляду:

$$(R/r) \left[\frac{R - mR/(3M/2 + m)\ddot{\Theta} + (R/r)\Theta \mp}{\mp [(M + m)kR/(3M/2 + m)rR_1 + f]} \right] = 0. \quad (3.28)$$

Аналогічно попередньому параграфу можна довести, що величина коефіцієнта тертя у цапфі при одному коливанні визначиться із виразу

$$f = (R/4r) [1 - 4(M + m)k/(3M/2 + m)R_1] (\Theta_0 - \Theta_2) \quad (3.29)$$

а при повній зупинці маятника – із виразу:

$$f = (R/4nr) [1 - 4(M + m)k/(3M/2 + m)R_1] \Theta_0. \quad (3.30)$$

Аналіз виконаних досліджень дозволяє зробити висновок про те, що запропоновані способи визначення коефіцієнта тертя кочення та тертя у цапфах коліс дозволяють знайти ці величини, користуючись спрощеним математичним апаратом та простими лабораторними установками.

3.5 Вібраційний стенд для оцінки технічного стану підшипника

Цей стенд призначений для отримання оцінки його технічного стану та виявлення дефектів. Приклад цього виду стендів розглянуто на прикладі "ПРОТОН-СПП", [22].

Стенд "ПРОТОН-СПП" призначений для оцінки технічного стану підшипників кочення за вібраційними характеристиками відповідно до методики

М 4600-001-00233856-97 "Методика контролю вібрації підшипників кочення". На стенді можуть бути протестовані підшипники таких типів:

- кулькові радіальні однорядні та дворядні;
- кулькові радіально-упорні однорядні та дворядні;
- роликові радіальні з короткими циліндричними роликами;
- роликові конічні;
- роликові радіальні сферичні однорядні та дворядні;
- роликові радіально-упорні сферичні.

Принцип роботи стенду «ПРОТОН-СПП» заснований на вимірюванні рівня вібрації навантаженого підшипника, що обертається, з подальшим порівнянням отриманих результатів вимірювань з допустимими пороговими значеннями. За результатами цього порівняння видається висновок про придатність підшипника до роботи. Необхідно відзначити, що всі операції порівняння та видачі висновку проводяться в автоматичному режимі спеціальною програмою, а також розширені можливості вимірювального блоку стенду «ПРОТОН-СПП», які для ідентифікації дефектів передбачають отримання тимчасових реалізацій вібросигналів, автоспектрів і спектрів огибаючої. Процедура проведення вимірювань на стенді «ПРОТОН-СПП»:

- встановлення за допомогою оправки досліджуваного підшипника на шпиндель;
- введення типу підшипника в програму стенду та отримання даних щодо осьового та радіального навантаження, а також за кількість оборотів підшипника;
- виставлення рекомендованого осьового та радіального навантаження та приведення підшипника у обертання з рекомендованою швидкістю;
- проведення виміру та зупинка підшипника;
- перегляд на дисплеї терміналу керування (або на екрані ПК залежно від комплектації) результатів перевірки: «Придатний», «Обмежено придатний», «Непридатний»;

					ДІТ. 480000. 404. КРПЗ	Арк.
						58
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- аналіз виявленого дефекту за формою викиду, автоспектру та спектру огинання.

- збереження та роздрукування результатів перевірки.

Існують модифікації цього станда, які призначені для підшипників більшого діаметра, або для отримання додаткових технічних характеристик підшипника, а сама його будова наведена на рисунку 3.1.



Рис. 3.5. Стенд ПРОТОН-СПП

В модифікації «ПРОТОН-СПП-ІІ-УВХ» присутні додаткові функції:

- вимірювання радіального зазору;
- вимірювання намагніченості та розмагнічування підшипників;
- вимірювання твердості кілець та тіл кочення;
- маркування дефектних підшипників;
- ванни для розконсервації та консервації підшипників.

В доповнення додається технічна характеристика станду (табл. 3.1).

					ДІП. 480000. 404. КРПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		59

Технічна характеристика стенду ПРОТОН-СПП

Параметр	Значення
Посадковий діаметр підконтрольних підшипників «ПРОТОН-СПП» і «ПРОТОН-СПП-ІІ»	40...150 мм (7...50 мм)
Датчик, за допомогою якого виконується реєстрація інформації підшипника	1 вібродатчик
Частотний діапазон вимірювальної системи	25...10000 Гц
Діапазон амплітуд вимірювань СКЗ віброшвидкості, Дб	40...110
Відношення сигнал/шум, Дб	Не менше 50
Частотне обертання відповідно до стандарту	1800/900 хв ⁻¹
Час, необхідний на проведення діагностики одного підшипника, без врахування монтажних робіт	5...60 с
Тиск пневмосистеми, атм	4...6
Тип комп'ютера	Не менше Pentium IV
Потужність, кВт	Не більше 1,5
Габаритні розміри	1015x950x1473 мм
Вага стенда	600,0 ±10,0 кг

3.6 Висновки за розділом

Наведено інформацію про вібраційний стенд, опис його роботи, зняття показників, характеристика та модифікації.

Загальний висновок: запропоновані способи визначення коефіцієнта тертя і коефіцієнта тертя в цапфах коліс, які дозволяють знайти ці величини, користуючись спрощеним математичним апаратом і простими лабораторними установками.

4 МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ ОПОРУ У ПІДШИПНИКОВИХ ВУЗЛАХ

4.1 Опір руху при коченні

Головне завдання підшипника кочення — забезпечення обертання з мінімальними втратами на тертя. Під коченням мають на увазі малі зони контакту поверхонь деталей підшипника і високі навантаження. З цієї причини, а також через пружну деформацію сталі, невеликого ковзання уникнути неможливо. Втрати потужності в підшипниках обумовлюються застосуванням пластичного мастила, яке вимагає наявності контактних ущільнень, або оливи, що вимагає занурення підшипника в масляну ванну. Підшипник кочення має чотири основні фізичні джерела тертя: кочення, ковзання, тертя ущільнень та втрати на опір мастильного матеріалу.

Опір є невід'ємною частиною як для всієї системи шасі автомобіля, так і для окремих підшипникових вузлів. Доцільно розглянути опір руху вантажного автомобіля і підшипника.

Приведено базову інформацію опору з роботи [23] «Огляд основних сил опору руху транспортних засобів міського електротранспорту».

Будь-яке тіло, що виконує функцію кочення, взаємодіє з іншим тілом, яке приводить його в рух. При цьому частина затраченої енергії на рух витрачається на подолання опору, тобто на подолання сил, які діють на тіло та заважають йому обертатись. Під повним опором рухові розуміють еквівалентну силу, що приведена до ободів коліс, на подолання якої витрачається така ж робота, що і на подолання всіх дійсних сил, що протидіють рухові.

Повний опір рухові поділяють на наступні складові частини.

1. Основний опір рухові W_0 , що обумовлений внутрішнім тертям в рухомому складі, а також опором від взаємодії між колесами і дорожнім покриттям на прямих та горизонтальних ділянках та аеродинамічним опором (при відсутності вітру).
2. Опір рухові, що створений силою тяжіння на схилах W_i .
3. Опір рухові на кривих ділянках $W_{кр}$.

					ДІП. 480000. 404. КРПЗ	Арк.
						61
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4. Додатковий повітряний опір W_d .

Підсумовуючи вище зазначене, повний опір рухові сприймають у вигляді суми:

$$W = W_o + W_i + W_d + W_{кр}. \quad (4.1)$$

Основний опір руху залежить від сукупності факторів, що, в свою чергу, ускладнює теоретичне визначення основного опору руху.

Вираз знаходження основного опору представлений наступним чином:

$$W_o = W_{тр} + W_{о.пов.}, \quad (4.2)$$

де $W_{тр}$ – складова, що обумовлена тертям в підшипниках, тертям кочення, ковзанням коліс та деформацією шляху.

$$W_{о.тр} = W_{тр.під} + W_{коч.} + W_k + W_{деф}, \quad (4.3)$$

де $W_{тр.під}$, $W_{коч.}$, W_k – опір рухові від тертя в підшипниках, від тертя кочення, та ковзання; $W_{деф}$ – опір рухові від деформації шляху), $W_{о.пов.}$ – опір повітряного середовища.

В результаті експериментальних досліджень була виявлена залежність складової основного опору рухові, обумовлена силами тертя $W_{о.тр}$ від швидкості руху (рис. 4.1).

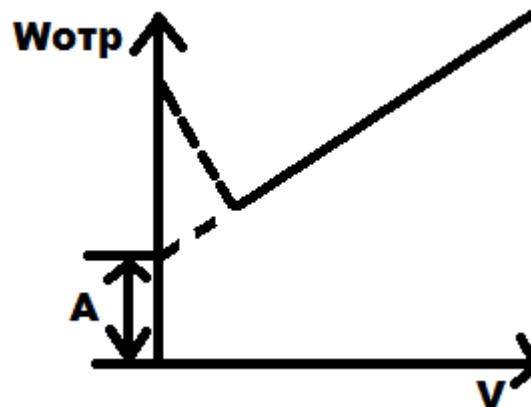


Рис. 4.1. Графік залежності $W_{о.тр}$ від швидкості

$$W_{о.тр} = A + B * V, \quad (4.4)$$

де A та B – постійні, що залежать від конструкції, конструкції дорожнього покриття і типу колісної пари.

Сили тертя в підшипниках колісних пар, тягових двигунів і передаточних механізмів залежать від коефіцієнтів тертя і тиску між поверхнями тертя. Коефіцієнт тертя також залежить від температури. За низької температури в'язкість мастила збільшується, що призводить до збільшення коефіцієнта, і, відповідно, до збільшення опору рухові в момент зрушення після тривалої зупинки. Опір при коченні колеса залежить від натиску колеса на дорогу, радіуса круга кочення, а також площі опорної поверхні колеса, чим більша площа, тим вища втрата енергії і відповідно значення опору рухові. Крім того, для вантажівки площа опорної поверхні колеса залежить від тиску в балонах, форми і стану поверхні коліс, а також від матеріалу покриття дороги. Опір при проковзуванні визначається багатьма факторами, наприклад: швидкість руху, конструкція рухомого складу, зношення шин, дорожнього покриття. Опір від деформації залежить від нерівностей шляху по траєкторії кочення колеса, а також від швидкості руху.

Складова $W_{o.пов}$, яка визначається за допомогою аеродинамічних досліджень, дорівнює:

$$W_{o.пов} = C_x S V^2, \quad (4.5)$$

де C_x – коефіцієнт обтічності, який визначається дослідним шляхом, S – найбільша площа поперечного перерізу кузова, V – швидкість руху.

Далі частково наведена інформація з джерела [12] а саме компанії «SKF», яка спеціалізується на підшипниках.

Ця компанія користується своєю методикою розрахунку моменту опору коченню підшипника.

Для цього необхідно встановити розподіл навантаження у різних точках контакту тіла кочення. Воно залежить від зовнішнього навантаження на підшипник, радіальної F_r та осьової F_a , а також геометрії підшипника (його типу та розмірів, числа та розміру тіл кочення). Навантаження всіх точок контакту додаються. У моделі тертя SKF дія навантаження на підшипник у моменті опору коченню розраховується у змінних $G_{тн}$, геометрія підшипника сумується з коефіцієнтами R_1 , R_2 та R_3 .

					ДІП. 480000. 404. КРПЗ	Арк.
						63
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

На опір коченню впливають ще два фактори: зсув мастила в зоні контакту з виділенням тепла та кінематичне поповнення/голодування.

Зсув мастила з виділенням тепла відбувається, якщо вся кількість мастильного матеріалу проходить через зону контакту; деяка його кількість циркулюватиме поблизу входу в зону контакту в результаті зворотного потоку. Ця циркуляція викликає нагрівання мастильного матеріалу, оскільки його в'язкість падає під дією температури; низька в'язкість у зоні контакту означає більш тонку мастильну плівку та нижчий опір коченню. Цей ефект також враховується у моделі тертя SKF за допомогою коефіцієнта множення ϕ_{rs} .

Тертя ковзання є невід'ємною складовою у контактах кочення. Існують два основних джерела ковзання в контакті кочення: макроковзання, викликане мікроковзання, викликане геометричним спотворенням внаслідок пружної деформації.

Профіль прослизання зони контакту призводить до втрат на тертя за допомогою зсуву мастила або нерівності контакту, залежно від товщини мастильної плівки/коефіцієнта шорсткості.

При недостатній товщині масляної плівки повного поділу поверхонь не відбувається. В результаті є контакт нерівностей поверхонь та додаткові втрати на тертя. Викликано це тим, що коефіцієнт тертя при контакті нерівностей поверхонь тіл значно більший, ніж коефіцієнт тертя від нагрівання мастила при розподілі поверхонь масляною плівкою. Аналогічна ситуація відбувається при прослизанні тіл кочення.

Використовуючи приклад відкритого радіально упорного кулькового підшипника з пластичним мастилом, можна також розрахувати ефект відцентрових сил і обертання в радіально упорному кульковому підшипнику. Втрати на ковзання високі на низьких швидкостях (внаслідок взаємодії нерівностей), але зі збільшенням швидкості і формування плівки вони знижуються.

Однак, коли швидкість досягає високих значень, втрати на ковзання знову збільшуються внаслідок збільшення відцентрових сил кульок (збільшення навантаження та обертання в зоні контакту кульок із зовнішнім кільцем). Модель SKF

					ДІП. 480000. 404. КРПЗ	Арк.
						64
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

враховує відцентрові сили для деяких типів підшипників у змінних G_T та G_{sl} із символом F_g .

Вплив опору можна побачити на рисунку 4.2.



Рис. 4.2. Товщина плівки та розподіл тиску в зоні контакту еластогідродинамічного режиму (великий "хвіст" у зоні контакту породжує результуючий момент)

Також вплив сил на ролик в підшипнику можна побачити на рисунку 4.3, [11].

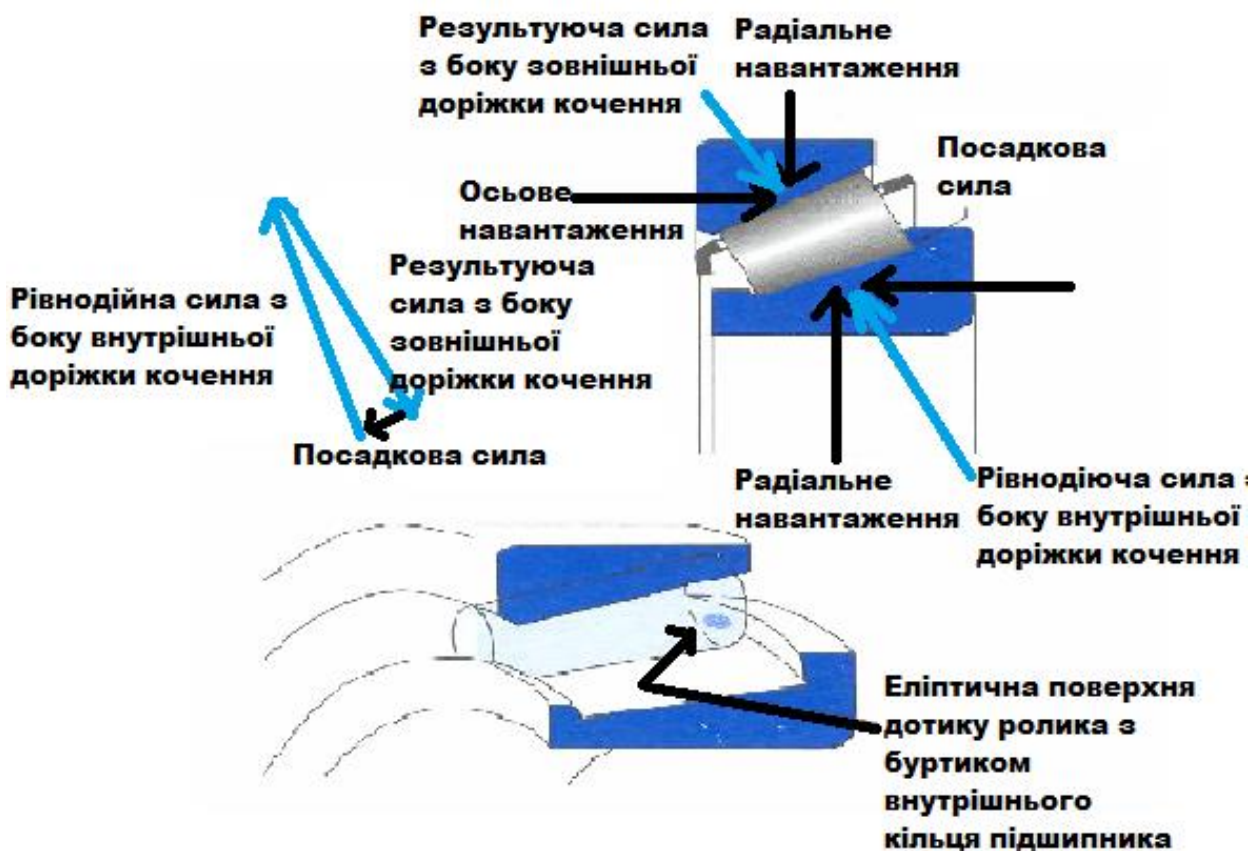


Рис. 4.3. Сили, які діють на ролик підшипника

Висновки за розділом. В данному розділі можна побачити, що оцінити весь опір, який виникає в результаті роботи підшипникового вузла, неможливо. Різні компанії користуються найраціональнішими, на їх погляд, формулами обчислення, але врахувати абсолютно все не виходить.

4.2 Обґрунтування раціональних конструкцій вузлів кочення

Раціональність конструкцій підшипникових вузлів полягає в тому, що ці вузли повинні співпрацювати між собою, не створювати додаткового тертя, спрацювання, та деформацій. Вони повинні витримувати навантаження, які сприймають, та не виходити при цьому з ладу до заданого терміну служби. Підшипникові вузли, особливо в ходовій частині вантажних автомобілів, сприймають колосальні навантаження, як внутрішні, так і зовнішні. При максимальній завантаженості, неправильному режиму експлуатації на це впливають різні фактори, від нерівності дорожнього полотна, неправильної експлуатації авто до перегрівання підшипника та невірності його монтажу, що викликає спрацювання та вихід з ладу, [24].

Вибір підшипника залежить від напряму та величини діючих на нього сил, частоти обертання, режиму роботи, необхідного ресурсу, допустимих розмірів, вартості та особливостей монтажу. При виборі типу підшипників спочатку розглядають можливість застосування кулькових однорядних радіальних підшипників, як найбільш дешевих і простих в експлуатації. Вибір інших типів підшипників має бути обґрунтований (самовстановлюваність, умови монтажу, вимога жорсткості).

При відсутності особливих вимог до частоти та точності обертання, застосовують підшипники класу точності 0.

Кулькові підшипники забезпечують більшу точність обертання, менш вимогливі до змащування, але мають меншу вантажопідйомність та жорсткість, ніж роликові.

При малих навантаженнях і великих частотах обертання приймають радіальні кулькові однорядні підшипники легких розмірних серій. Підшипники більш важких серій мають більшу вантажопідйомність, але допускається менша частота їх обертання. При одночасній дії великих радіальної та осьової сил з'ясовують, чи

					ДІП. 480000. 404. КРПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		66

достатньо одного підшипника в опорі, чи необхідно, щоб кожне з навантажень сприймалося окремим підшипником. Схема установки підшипників показаний на рисунку 4.4.

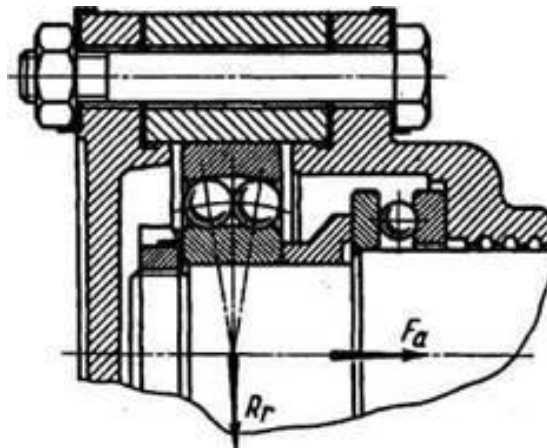


Рис. 4.4. Схема установки вала на кулькових підшипниках при навантаженні опори радіальним R_r та значним осьовим R_a навантаженнями постійного спрямування

В опорах валу, розташованих у різних корпусах, використовують сферичні підшипники, що допускають значні перекоси кілець для компенсації похибок монтажу.

При ударних або змінних навантаженнях з великим короткочасним піковим навантаженням переважають дворядні роликові підшипники.

Підшипники встановлюють у жорстких корпусах, щоб уникнути перекосів кілець, які можуть виникнути внаслідок неправильної обробки посадкових місць або під час монтажу.

Доцільно конструювати опори кочення так, щоб відносно лінії дії радіальних навантажень оберталося внутрішнє кільце підшипника, оскільки число циклів навантаження при цьому зменшується майже вдвічі порівняно з випадком обертання зовнішнього кільця.

Внутрішнє кільце підшипника, що обертається відносно навантаження, з'єднують з валом посадкою з натягом, щоб уникнути його провертання і обкатування по посадковій поверхні. Для цього застосовують поля допусків валу.

Встановлення нерухомих відносно навантаження кілець підшипника виконують із зазором для полегшення осьових переміщень кілець при регулюванні зазорів у підшипнику, а також при теплових деформаціях валів. Для цього застосовують поля допусків отвори корпусу.

При конструюванні підшипникових вузлів прагнуть до того, щоб вал з опорами був статично визначеною системою. У статично невизначених системах можливе навантаження опор силами, що у багато разів перебільшують зовнішні розрахункові навантаження. Тому здебільшого вали встановлюють на двох опорах.

По можливості фіксації осьового положення вала підшипникові опори поділяють на плаваючі та фіксуючі.

Плаваючі підшипникові опори допускають осьове переміщення вала в будь-якому напрямку для компенсації його подовження при температурних деформаціях. Вони сприймають лише радіальну силу. У плаваючих підшипникових опорах використовують кулькові та роликові радіальні підшипники.

Фіксуючі опори обмежують осьове переміщення вала в одному або обох напрямках. Вони сприймають радіальну та осьову сили. У фіксуючих підшипникових опорах використовують кулькові та роликові підшипники.

На рисунку 4.5 можна побачити основні схеми осьового фіксування валів.

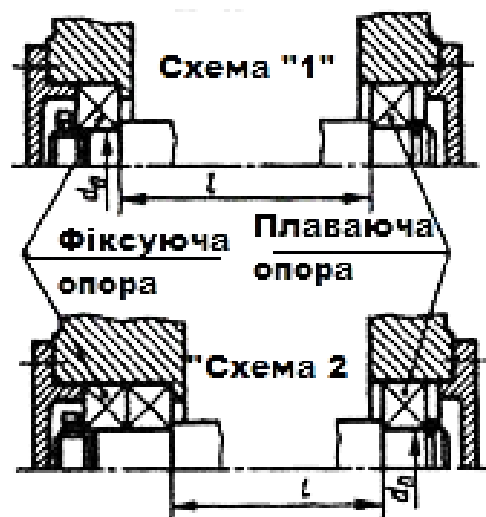


Рис. 4.5. Схеми осьового фіксування валів

На схемах 1 і 2 одна опора - фіксуюча, друга - плаваюча. Фіксуюча опора обмежує осьове переміщення вала в обох напрямках. В опорі може бути встановлений

один (схема 1) або два (схема 2) підшипники, які закріплюють в осьовому напрямку з двох сторін як на валу, так і у корпусі. У плаваючій опорі внутрішнє кільце підшипника закріплено з двох сторін на валу, а зовнішнє вільно переміщується в корпусі вздовж осі.

У такому вигляді вал з опорами являє собою статично визначальну систему і може бути представлений у вигляді балки з однією шарнірно-нерухомою, а інший шарнірно-рухливою опорами.

На схемі 1 вал фіксується одним радіальним підшипником. Осьову фіксацію за цією схемою застосовують для приводних валів стрічкових та ланцюгових конвеєрів та для валів циліндричних передач.

На схемі 2 вал фіксується двома підшипниками: радіальними або радіально-упорними. Ця схема характеризується більшою жорсткістю фіксуючої опори; її застосовують для встановлення валів черв'яків, конічних шестерень.

При виборі між плаваючою та фіксуючою опорами схем 1 та 2 керуються такими рекомендаціями.

1. Підшипники обох опор повинні бути навантажені, за можливості, рівномірно, тому якщо на вал діє осьова сила, плаваючою вибирають опору, навантажену більшою радіальною силою. При цьому всю осьову силу сприймає підшипник, навантажений меншою радіальною силою.

2. За відсутності осьових сил плаваючою виконують менш навантажену опору, щоб зменшити опір осьового переміщення підшипника та зношування поверхні корпусу.

3. Якщо вхідний (вихідний) кінець вала з'єднують з другим валом муфтою, то фіксуючою приймають опору поблизу цього кінця вала.

У деяких конструкціях застосовують так звані "плаваючі вали", обидві опори яких плавають. Осьова фіксація вала у цьому випадку проводиться не в опорах, а якимось іншим елементом конструкції, наприклад, зубами шевронних коліс або торцевими шайбами.

					ДІТ. 480000. 404. КРПЗ	Арк.
						69
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Залежно від осевого навантаження, частоти обертання та прийнятої конструкції підшипникового вузла внутрішнє кільце підшипника на валу кріплять різними способами (рис. 4.6): упором у елемент вала (а), кінцевою шайбою (б), круглою шліцевою гайкою (в) та ін., та фіксують в корпусі (рис. 4.7).

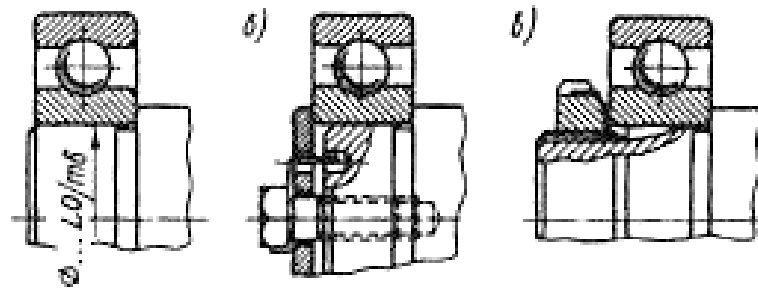


Рис. 4.6 Схема кріплення підшипників на валу

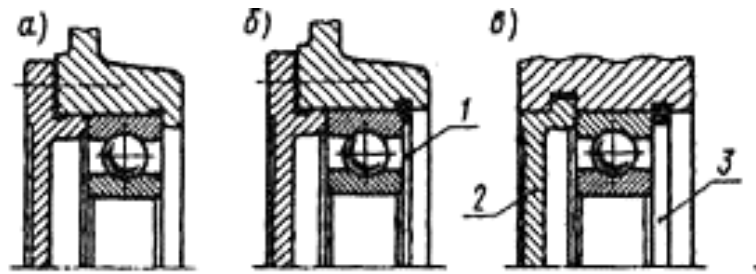


Рис. 4.7. Схема кріплення підшипника в корпусі

Зовнішнє кільце підшипника закріплюють упором у торець кришки підшипника між торцем кришки та упорним елементом корпусу (рис. 4.7, а) або упорним плоским пружинним кільцем 1. У конструкціях з роз'ємними корпусами застосовують цілісні кільця 3 великого перерізу та заставні кришки 2.

Висновки за розділом. В розділі наведено приклади підшипникових вузлів, рекомендації, якими керуються при виборі способу встановлення та фіксації елементів підшипникових вузлів.

4.3 Вибір модулів пружності матеріалу бігових доріжок підшипникових вузлів

При штовханні кінців гумового стрижня назустріч один одному, застосовується зусилля «стиску», що може скоротити стрижень на деяку величину, [25].

При відтягуванні кінців один від одного, сила називається «натягом», що може розтягнути стрижень уздовж. При підтягуванні одного кінця до себе, а іншого від себе, відбувається процес, що має назву «зсувна» сила, за якої стрижень розтягується по діагоналі.

Еластичний модуль (E) - це міра жорсткості матеріалу при стисненні або натягу, хоча існує також еквівалентний модуль зсуву. Це властивість матеріалу і не залежить від форми або розміру предмета.

Також, еластичний модуль відомий як модуль Юнга і є названий на честь британського вченого Томаса Юнга. Він пов'язує силу стискання або розтягування предмета з отриманою зміною довжини.

Напруження (σ) – тиск або напруження на одиницю площі і визначається, як

$$\sigma = F/A, \quad (4.6)$$

де F – сила, а A – площа поперечного перерізу, де застосовується сила.

У метричній системі напруження виражається в (Па), (Н/м^2) або (Н/мм^2).

При прикладанні до предмета певного зусилля, зміна його форми називається «напруженням». У відповідь на стиснення або напруження «нормальне напруження (ϵ)» задається пропорцією:

$$E = \Delta L/L, \quad (4/7)$$

де ΔL – це зміна довжини, а L – початкова довжина.

Поки деформація не надто велика, матеріал може розтягуватись, а потім повертатись до своєї початкової форми та розміру.

Коли прибрані докладені зусилля і матеріал повернувся в первісний вигляд, можна стверджувати, що він зазнав «еластичної деформації», тобто, не змінив своєї форми. Значна кількість матеріалів може витримувати певну еластичну деформацію, хоча це може бути крихтним у жорсткому металі, як сталь.

Якщо напруження занадто велике, то матеріал зазнає «пластичної деформації» і змінює форму остаточно, без повернення до первісного вигляду.

					ДІПТ. 480000. 404. КРПЗ	Арк.
						71
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

При продовженні нарощування прикладених зусиль, в певний момент деформація стає критична то матеріал, на прикладі металевого стрижня, поділиться навпіл.

Модуль пружності - це величина, що характеризує пружні властивості матеріалу при малих деформаціях та вираховується, як напруження на одиницю площі (σ) поділити на нормальне напруження (ϵ):

$$E = \sigma / \epsilon. \quad (4.8)$$

Вимірюється також в (Па), (Н/м²) або (Н/мм²).

Для більшості матеріалів модуль пружності виражається в (МПа) та (Гпа), так як може набувати суттєвих значень.

Перевірку міцності матеріалів проводять на стендах, де обидва кінці закріплюють в певних посадкових місцях та прикладають зусилля на розтяг. По мірі зростання навантаження, за допомогою вимірювальних пристроїв фіксують зміни при певних навантаженнях доти, доки матеріал не зазнає пластичної деформації та не перейде критичну межу міцності.

Щоб розрахувати напруження від прикладеної сили, повинна бути визначена та відома площа поперечного перерізу зразка. Наприклад, випробування на м'яку сталь можуть бути сформовані, як крива напруження та деформації, яка потім може бути використана для визначення модуля пружності сталі.

Еластична деформація виникає за малих деформацій та пропорційна напруженню. На кривій напруження деформації така поведінка наведена, як пряма область для штамів менше ніж 1 %. Так 1 % - межа пружності або межа оберненої деформації.

Наприклад, при визначенні модуля пружності сталі, спочатку визначають область пружної деформації в кривій деформації напруження, яка, стосується деформацій ≥ 1 %, або $\epsilon = 0,01$. Відповідне напруження в цій точці дорівнює $\sigma = 250 \text{ Н/мм}^2$. Тому, використовуючи формулу модуля пружності, можна отримати наступний вираз:

					ДІП. 480000. 404. КРПЗ	Арк.
						72
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$E = \sigma/\varepsilon = 250 \text{ Н/мм}^2/0,01 \text{ або } 25000 \text{ Н/мм}^2.$$

Виходячи з вище наведеного, можна дійти висновку, що модуль пружності можна вирахувати, або отримати в результаті випробувань. Тобто, при розрахованому навантаженні на підшипниковий вузол, можна підібрати оптимальні розміри та матеріал під ці критерії за допомогою модуля пружності.

При бажанні, можливо знайти модуль пружності певного матеріалу з певними розмірами, або відразу цілого підшипника, це можливо зробити за допомогою таблиць модулів пружності.

Підшипникові сталі поділяють на дві групи – високовуглецеві твердогартовані і маловуглецеві цементовані.

Зазвичай, тіла і поверхні кочення виготовляються з одного металу, щоб мати однакову твердість, модуль пружності, так як деталі з різною міцністю можуть мати підвищене тертя і в результаті абразивного зношування деформуватись. Сепаратори виготовляють із м'якої вуглецевої сталі методом штампування.

Тіла та кільця кочення підшипників загального застосування виготовляють, в основному, зі сталі першої групи, а саме, сталі ШХ-15, яка має модуль пружності 211000 МПа, підшипники з діаметром більше 100 мм виготовляють зі сталей підвищеного гартування – ШХ15СГ, ШХ20СГ.

Конічні підшипники масового виробництва виготовляють з цементованої сталі марок 20Х, 18ХГ, 15Г, 15Х.

Для роботи в умовах високих температур (до 500 °С), в агресивних середовищах кільця і тіла кочення виготовляють з жароміцних і корозійно-стійких сталей.

Тому не слід забувати, що модуль пружності зменшується при підвищенні температури і робочу температуру також треба враховувати при виборі матеріалу.

Так, на прикладі сталі 15Х, можна побачити, що при температурі в 20⁰ модуль пружності має значення 215000 МПа, а вже при температурі в 500⁰ модуль пружності становить 170000 МПа.

					ДІП. 480000. 404. КРПЗ	Арк.
						73
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

За рахунок зниження вмісту шкідливих домішок у металі – виплавною у вакуумних печах, електрошлаковим переплавом, досягається поліпшення якості застосованого металу. Наприклад, сталь ШХ15-ВД електрошлакового переплаву з наступним вакуумно-дуговим переплавом використовують для відповідальних підшипників, що дозволяє підвищити їхню довговічність у 1,5...2,5 рази.

У крупносерійному виробництві заготовок кілець усе більш міцні позиції займає штампування на багатопозиційних гарячештампувальних прес-автоматах. У масовому виробництві заготовок кілець конічних підшипників все частіше застосовується поперечногвинтова прокатка. Утворення фасок, галтелей і канавок кілець здійснюють на токарських багатшпиндельних пруткових і патронних автоматах.

Термічна обробка кілець може виконуватися нагріванням під загартування в захисній атмосфері, загартуванням у швидкогартувальних оліях, гартуванням СВЧ, у вакуумі. Шліфувальні і доводочні операції – найбільш відповідальні в технологічному циклі виготовлення підшипників. Вони визначають основні параметри якості підшипників (точність обертання, довговічність, рівень вібрації) і значною мірою продуктивність усієї технологічної обробки деталей (працемісткість шліфувально-доводочної обробки становить біля половини загальної працемісткості виготовлення підшипника). Першу операцію здійснюють прогресивним методом сполученого шліфування декількох поверхонь кілець, що забезпечує задану точність розмірів, взаємне розташування і геометрію поверхонь. На кінцевих операціях прибирається дефективний шар, знижується шорсткість, зменшується до заданих значень хвилястість оброблюваних поверхонь.

Висновки за розділом. З вище зазначеної інформації, ми маємо висновок, що можна вирахувати модуль пружності матеріалу, або знайти його в довіднику. Вирати саме той, який буде сприймати задані навантаження.

					ДІТ. 480000. 404. КРПЗ	Арк.
						74
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4.4 Вплив мастильних матеріалів на опір при коченні

Довговічність підшипникового вузла та справність його роботи значною мірою залежить від правильно підбраного типу мастильного матеріалу та організованої і своєчасної подачі до місця контакту поверхонь. Тільки замінивши мастильний матеріал з ЦИАТИМ-221 на ВНИИНП-207 вдалося підвищити довговічність підшипників типу 180500 для електроагрегатів у 1,5...2 рази. Провідні закордонні фірми підшипникового виробництва схилиються до того, що універсальні мастила не відповідають спеціальним вимогам для підшипників. Неправильно підібраний мастильний матеріал є причиною до 80 % відмов підшипників. Мащення набуває важливішої ролі з ускладненням конструкцій підшипників, збільшенням навантажень і швидкостей, жорсткістю умов експлуатації. Функції, які виконує система мащення, різноманітні: мащення зменшує величину тертя ковзання, тертя кочення, перешкоджає зносу тертьових поверхонь, усуває продукти зносу, сприяє оптимальному розподілу тепла й охолодженню робочих елементів деталей, захищає його від корозії, захищає від забруднення, підвищує плавність обертання, знижує шум.

Для мащення підшипників загального машинобудування застосовують рідкі мастила і пластичні (консистентні) мазі. Порівняно з консистентними, рідкі мастильні матеріали мають більшу фізичну і хімічну стабільність та можуть працювати за складніших експлуатаційних режимів, високих температур і великих частотах обертання, також, сприяють меншим енергетичним втратам і дозволяють застосовувати систему циркуляції і фільтрації.

Перевага консистентних мастильних матеріалів полягає у тому, що у них значно менша здатність до витікання з корпусу, це спрощує будову ущільнювальних пристроїв і підвищує герметизацію вузла.

Рідкі мастила поділяються на мінеральні та синтетичні. Синтетичні мають підвищену термічну і хімічну стабільність. Покращення експлуатаційних властивостей мінеральних мастил досягається додаванням спеціальних присадок,

					ДІТ. 480000. 404. КРПЗ	Арк.
						75
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

що підвищує їхню маслянистість, в'язкість, знижує температуру згущування, запобігає окисненню.

Вибір способу подачі рідкого мастила до підшипників залежить від конструкції механізму, розташування вала, частоти обертання підшипників, призначення механізму та інших умов експлуатації. Найбільш поширені системи мащення – мастильна ванна, розбризкування, подача мастила під тиском, за допомогою гвинтових канавок, конічних насадок. При установці підшипника в корпусі, ізольованому від загальної системи мащення і горизонтальному розташуванні валів, звичайно, використовують мащення в мастильній ванні.

Консистентні мастильні матеріали являють собою мінеральні мастила, загущені кальцієвими (солідоли) чи натрієвими (консталіни) милами жирних кислот. Солідоли застосовують в умовах вологого середовища при температурі до 70° С. При розплавлюванні вони втрачають властивості і не відновлюють їх при охолодженні. Консталіни витримують великі температури, а при охолодженні відновлюють початкові властивості. У корпусах підшипникових вузлів для заповнювання консистентним мастилом передбачають вільний простір. Якщо частота обертання $n < 1500 \text{ хв}^{-1}$, то цей простір заповнюють на 2/3, а при $n > 3000 \text{ хв}^{-1}$ – на 1/2...1/3. Рекомендовано додавати свіже мастило через кожні три місяці, а через рік проводити заміну з промиванням підшипникового вузла від застарілого мастила. Хоч рідкі мастила і є кращими мастильними матеріалами для підшипників кочення, але більшість підшипників у машинобудуванні змащується саме консистентними мастилами через простоту пристроїв для ущільнення і кращу ізоляцію опор від навколишнього середовища. Вибір мастильного матеріалу виконують з урахуванням призначення машини (механізму), конструкції підшипника, особливостей експлуатації і здійснюють за відповідними таблицями і номограмами.

Ущільнення повинні забезпечувати необхідну герметичність, мати високу надійність, створювати мінімальне тертя в зоні контакту з рухомими частинами механізму. За принципом дії ущільнення поділяють на групи:

					ДІТ. 480000. 404. КРПЗ	Арк.
						76
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- контактні (повстяні, манжетні, пружні сталеві шайби та інші);
- безконтактні (щілинні, лабіринтові, відцентрові та інші);
- комбіновані, що утворюються сполученням зазначених вище.

При малих швидкостях підшипник перебуває у зоні великих втрат енергії на ковзання. Це відбувається через високе тертя нерівностей поверхонь; потім, внаслідок утворення олійної плівки, втрати різко знижуються та стабілізуються.

Однак втрати зростають від нульового значення (при нульовій швидкості) і дуже швидко стають домінуючими, досягаючи максимального значення при частоті обертання 500 хв⁻¹. Зі збільшенням швидкості тертя кочення знижується через кінематичне голодування та/або зсув мастила, що, безсумнівно, є ознакою надто високої в'язкості. Обернена ситуація спостерігається при зануренні підшипника в мастило дуже низької в'язкості. Втрати на ковзання домінують практично в усьому діапазоні швидкостей, а зі збільшенням швидкості втрати на ковзання знижуються, але не дуже швидко. І навпаки, втрати від кочення дуже малі порівняно із втратами на ковзання; це відбувається тому, що товщина плівки така мала, що домінуючим стає взаємодія нерівностей при ковзанні. Підшипник може вийти з ладу через недостатню товщину мастильної плівки, [26].

Утворення плівки мастильного матеріалу між сполученими поверхнями підшипника зветься пружногідродинамічним механізмом мастила. Пружногідродинамічна теорія контакту має велике значення, оскільки експлуатаційні характеристики підшипників безпосередньо пов'язані з товщиною плівки мастильного матеріалу між дотичними поверхнями. Товщина плівки, що утворюється, залежить від таких умов експлуатації, як: швидкість, навантаження, в'язкість мастильного матеріалу.

Отримано аналітичні співвідношення для розрахунку мінімального та середнього значень товщини плівки мастила. Мінімальна товщина плівки (на основі рівняння Доусона):

$$h_{\min} = K_d \cdot (\mu_o \cdot V)^{0,7 \cdot \alpha^{0,54}} \cdot W^{-0,13} \cdot R^{0,43}, \quad (4.9)$$

					ДІП. 480000. 404. КРПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		77

де $h_{\min}$ - мінімальна товщина плівки мастильного матеріалу; K_d - константа, що містить модуль пружності; μ_o - в'язкість мастильного матеріалу за атмосферного тиску; V - відносна поверхнева швидкість; α - п'єзокоефіцієнт в'язкості мастила; W - навантаження на одиницю довжини; R - еквівалентний радіус.

Середня товщина плівки (на основі рівняння Грубіна):

$$h = 0,039 \cdot (\mu \cdot V \cdot \alpha)^{0.728} \cdot (P/l)^{-0.091} (\Sigma 1/R)^{0.364}, \quad (4.10)$$

де h - товщина плівки мастила (мкм); μ - в'язкість мастила; V - поверхнева швидкість; α - п'єзокоефіцієнт в'язкості мастила; P - навантаження між внутрішньою поверхнею кочення та роликками; l - ефективна довжина зони контакту роликів та внутрішнього кільця; $\Sigma 1/R$ - сума величин, зворотних радіусу поверхні контакту.

Основними факторами, що визначають товщину плівки мастила, є в'язкість та частота обертання. Величина навантаження має менше значення. Товщина плівки пружногідродинамічного мастила часто не перевищує висоти нерівностей поверхні.

Також при проведенні експериментальних робіт було отримано данні, які записано до табл. 4.1.

Таблиці 4.1

Залежність втомної довговічності підшипника від товщини плівки пружногідродинамічного мастила (при постійній швидкості обертання та змінній температурі)

Випробувальний комплект	Температура °C	В'язкість при температурі випробування	Товщина плівки пружно гідродинамічного мастила, мкм	Довговічність, %
A-1	135	2,0	0,038	13-19
A-2	66	19,4	0,264	100

При виборі певної в'язкості олії для конкретного випадку застосування підшипника необхідно врахувати такі фактори: швидкість, регулювання підшипників, вид мастильного матеріалу та умови навколишнього середовища. Оскільки в'язкість пов'язана з температурою зворотної пропорційною залежністю, значення в'язкості завжди наводиться із зазначенням температури, за якої в'язкість була виміряна.

Для підшипників, що працюють при низьких швидкостях або високих температурах, слід застосовувати рідкі мастила з максимальною в'язкістю.

Для підшипників, що працюють при високих швидкостях або низьких температурах, слід використовувати рідкі мастила з меншою в'язкістю.

В найбільш поширених мастилах, як загусник використовуються металеві мила на основі літію (Li), кальцію (Ca), натрію (Na) чи алюмінію (Al). Літієве мило найчастіше використовується, як загусник для підшипникових мастил. Пластичні мастила з комплексними милами є результатом реакції між базовим милом та двома різнорідними кислотами. Мастила з такими загусниками, зазвичай, мають покращені характеристики і здатні витримувати більш високі робочі температури, ніж відповідні традиційні мастила.

Хімічні речовини, відомі як присадки, додаються до пластичного мастила для досягнення або покращення певних експлуатаційних характеристик.

Антикорозійна - покращує захисні властивості мастила.

Антиокислювальна - уповільнює процес окиснення базової олії при високих температурах, збільшує термін служби змащення.

Антизадирна - (EP) підвищує несучу здатність мастильного шару.

Антизносова - (AW) Запобігає контакту метал-метал за рахунок утворення захисного шару; Тверді - присадки забезпечують змащення в умовах, коли базова олія стає неефективним.

Перш ніж вибрати пластичне мастило або змінити тип мастила, зверніться до документації виробника. Не всі мастила сумісні один з одним, і в машині можуть бути використані матеріали, несумісні з деякими присадками до мастильного матеріалу.

Щоб гарантувати оптимальний режим мастила, підшипник слід заправити необхідною кількістю мастила. Ця кількість визначається згідно з величиною вільного об'єму всередині підшипника, яка розраховується наступним чином:

$$V = \left(\frac{\pi}{4} * (D^2 - d^2) * T\right) \cdot \frac{M}{7.89}, \text{ см}^3, \quad (4.11)$$

де V - величина вільного об'єму всередині підшипника; D - зовнішній діаметр зовнішнього кільця, (см); d - діаметр отвору внутрішнього кільця, (см); T - повна

					ДІТ. 480000. 404. КРПЗ	Арк.
						79
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ширина підшипника, (см); М маса підшипника (г) із таблиць характеристик підшипників.

Залежно від призначення, приблизна кількість мастила заправки в підшипник дорівнюватиме: $\frac{2}{3}$ об'єму V у разі звичайних мінеральних мастил та $\frac{1}{3}$ об'єму V у разі синтетичних мастил.

Щоб визначити відповідну масу мастила, щільність мастила слід прийняти рівною $0,9 \text{ г/см}^3$. При низьких швидкостях або умовах сильної забрудненості навколишнього середовища рекомендується повністю заповнювати мастилом корпус, в який встановлюється підшипник. При великих швидкостях надлишок мастила може призвести до надмірного виділення тепла, що веде до розпаду мастила та пошкодження підшипників.

Висновок за розділом. В розділі детально наведено інформацію з вибору мастильного матеріалу, їх різновидність та вплив на опір при коченні.

4.5 Загальний висновок за розділом

Покращувати енергетичну складову підшипникового вузла за допомогою зменшення опору можна майже безкінечно, тому що зменшення опору ще не дійшло до абсолютного значення. В цьому розділі наведені приклади оптимізації і розрахунків основних видів опорів, які виникають при коченні, але врахувати всі показники, поки що, не є можливим. Адже лабораторно-розрахункові дослідження досить часто відрізняються від фактичних при експлуатації.

					ДІПТ. 480000. 404. КРПЗ	Арк.
						80
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

5 ШЛЯХИ УДОСКОНАЛЕННЯ ПІДШИПНИКОВИХ ВУЗЛІВ ВАНТАЖІВОК

5.1 Напрямки вдосконалення підшипникових вузлів

Поліпшення підшипникових вузлів проводять у таких напрямках:

- оптимізація поверхонь контакту тіл кочення і кілець, яка дозволяє покращити умови створення несучого мастильного шару і зменшити рівень вібрації та шуму.
- використання надзвичайно чистої та структурно однорідної сталі з мінімальним числом домішок, такої що перевищує за цими показниками найкращі відомі марки;
- розробка та використання унікальних методів термообробки, що забезпечує підвищений опір експлуатаційним пошкодженням;
- розробка та проектування нових конструкцій тіл кочення, сепаратора та кілець;
- удосконалення мастильних матеріалів, та пошук нових присадок;
- експериментальні пошуки нових комбінацій сплавів металу;
- удосконалення ущільнюючих конструкцій;
- нові види шарових покриттів підшипників.

5.2 Удосконалення підшипникового вузла за допомогою неметалевих матеріалів

Перспективний напрямок удосконалення підшипникової промисловості – застосування полімерних матеріалів замість металевих у сепараторних конструкціях. Сепаратори з полімерних матеріалів одержують за допомогою лиття у спеціальні форми, на литних автоматах без яких-небудь обробок, [26].

Виготовлення сепараторів для малогабаритних підшипників здійснюється в багатомісній формі, а великогабаритних – в одномісній. Склополіамідні сепаратори завдяки унікальним пружним, демпферним, антифрикційним,

					ДІП. 480000. 404. КРПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		81

мастилоутримуючим здатностям упевнено витісняють металеві не тільки у виготовленні підшипників загального застосування, але й у підшипниках важких режимів навантаження. Наприклад, лідер світового підшипникового виробництва фірма SKF здійснює випуск усіх підшипників загального призначення тільки з полімерними сепараторами.

Для спеціальних умов експлуатації, наприклад, у важко навантажених підшипникових вузлах вантажівок великої вантажності застосовують гібридні підшипники кочення, тобто, підшипники, кільця яких виготовлені з поширених марок сталі, а тіла кочення з кераміки (нітриду кремнію). Процеси покращення підшипників у ведучих закордонних фірмах спрямовані на удосконалювання технологічного процесу виробництва керамічних матеріалів і тіл кочення з них, в результаті чого відбувається підвищення якості цієї продукції і визначення області ефективного використання керамічних підшипників. Основними показниками якості підшипників кочення загального призначення є: довговічність і надійність; точність обертання і точність монтажних поверхонь; віброакустичні характеристики. Найбільша кількість підшипників кочення загального машинобудування виходить з ладу в процесі експлуатації через контактну втому матеріалу кілець і тіл кочення: з'являються ознаки руйнування поверхневих шарів металу деталей і йде процес руйнування. Швидкість поширення втомної тріщини залежить від багатьох факторів: міцнісних і пластичних властивостей матеріалу, металургійної чистоти, якості робочих поверхонь, величини залишкових напружень, якості мастильного матеріалу і т. ін. Сумарний вплив цих факторів на довговічність виявляється випробуванням на контактну витривалість.

Підшипники з керамічними покриттями робочих поверхонь застосовують у випадках, коли очікується недостатнє змащування чи руйнування мастильного шару. Такі підшипники можуть довготривало працювати в умовах недостатнього змащування внаслідок раптової випадкової зміни навантаження, швидкості чи температури. Вони надійно забезпечують працездатність підшипникового вузла у важких умовах експлуатації, спрощуючи його конструкцію чи обслуговування.

					ДІП. 480000. 404. КРПЗ	Арк.
						82
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Керамічне покриття товщиною 1...3 мкм отримують у процесі осадження парів хімічних сполук на поверхні деталі. Покрита таким чином поверхня набуває наступних чинників: висока твердість, малий коефіцієнт тертя і високий опір зношування при збереженні пружності основного матеріалу. В процесі експлуатації окремі частки матеріалу покриття занурюються в поверхневий шар основного матеріалу деталі, що сприяє зменшенню тертя, покращенню умов змащування. Допустима робоча температура для покриття 350°.

Менша щільність нітриду кремнію (майже у 2,5 рази) у порівнянні зі сталлю обумовлює менші навантаження на сепаратор, особливо при розгоні та зупинках, що зменшує опір тертю, нагрівання, а отже, збільшує ресурс мастильного матеріалу.

Застосування поліамідних сепараторів у підшипниках кочення набуло значного поширення завдяки унікальним конструкційним, технологічним і триботехнічним властивостям. Поліамідний сепаратор дозволяє розмістити в підшипнику більшу кількість тіл кочення і цим самим підвищити його вантажність. Завдяки меншій масі і підвищеному демпферуванню матеріалу досягається менша чутливість до вібрації і знижений рівень шуму підшипника. Поліамідні сепаратори, сприяють зниженню робочої температури підшипників. Монтажні операції підшипників з поліамідними сепараторами значно спрощені, а тривалість безремонтної експлуатації – збільшена. Таким чином, тільки конструкції поліамідних сепараторів можна надати такої геометричної форми, яка забезпечує сприймання збільшених експлуатаційної характеристики підшипника кочення, сприяє підвищенню довговічності його деталей при одночасному зниженні вартості і металомісткості. Оптимізація експлуатаційної характеристики підшипника з поліамідним сепаратором досягається, за рахунок наявності в його конструкції спеціальних елементів, які ефективно поліпшують змащування деталей. Це можуть бути різні резервуари для накопичення й утримання змащувального матеріалу у вигляді кишень та поглиблень, каналів та отворів, що забезпечують додаткову подачу мастила до найбільш проблемних трибоспряджень

					ДІП. 480000. 404. КРПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		83

деталей. Значного успіху досягнуто фірмою SKF в підвищенні працездатності великогабаритних циліндричних роликопідшипників важких режимів навантаження завдяки застосуванню поліамідного сепаратора замість металевого.

Особливу увагу привертають розробки, які пов'язані з конструюванням, випробуванням й експлуатацією підшипників з поліамідними сепараторами для важких умов роботи. Роботи із використання поліамідних сепараторів, замість металевих, розпочали в середині 60-х років минулого століття. У процесі застосування металополіамідних сепараторів у циліндричних роликопідшипниках підшипникових вузлів важкого автомобільного транспорту спостерігалися тріщини, відколи і відшаровування пластмаси від металевої арматури внаслідок недотримання умов сумісності деформацій полімеру та арматури. Було зафіксовано також повне руйнування металополіамідного сепаратора, через що їх випробування в підшипникових вузлах крупногабових автівок були припинені.

Разом з цим, у підшипниках з бездефектними металополіамідними сепараторами якість робочих поверхонь кілець і роликів була краща, ніж у типових підшипниках. Наразі в підшипникових вузлах з циліндричними роликопідшипниками вантажівок великої вантажності широко застосовують конструкцію масивного склополіамідного сепаратора вітчизняної конструкції. З часом з'явилися альтернативні конструкції склополіамідних сепараторів, і деякі з них показані на рисунку 5.1. Підшипники з поліамідними сепараторами успішно використовують у підшипникових вузлах, які експлуатуються навіть у більш жорстких умовах.

					ДІТ. 480000. 404. КРПЗ	Арк.
						84
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



Рис. 5.1. Поліамідні сепаратори підшипників 30-42726 E2M (30-232726 E2M)

У важкому машинобудуванні підшипники з поліамідними сепараторами знаходять обмежене застосування через значні габарити. Для таких надвеликогабаритних підшипників виготовляти поліамідні сепаратори масивної конструкції технічно й економічно недоцільно. Проте надвеликогабаритні підшипники з поліамідними сепараторами використовуються у стаціонарних механізмах передач, у вібраційних машинах та ін. Фірма SKF рекомендує виготовляти поліамідні сепаратори масивної конструкції для циліндричних роликотпідшипників з отвором, діаметр якого не перевищує 150 мм. Для надвеликогабаритних підшипників кочення з діаметром отвору аж до 1060 мм. рекомендується використовувати поліамідні сепаратори розрізної конструкції, наприклад, сегментної, а також сепаруючі елементи.

Технічний рівень поліамідних сепараторів визначається надійністю роботи, технологічністю виготовлення і монтажу їх у підшипник, а також універсальністю конструкції, тобто можливістю застосування для широкої номенклатури підшипників, що відрізняються типорозмірами, призначенням, умовами роботи, вантажністю та іншими експлуатаційними характеристиками.

					ДІП. 480000. 404. КРПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		85

В додаток, цікавим є досвід фірми SKF з дослідження, створення і широкого впровадження конструкції «стандартного» поліамідного сепаратора для великогабаритних підшипників з циліндричними роликами.

Поняття «стандартний» сепаратор означає, що аналогічні за конструкцією сепаратори цілком працездатні не тільки для якогось певного типорозміру підшипника, а і для широкого класу великогабаритних циліндричних роликopідшипників, що застосовуються на транспорті та в машинобудуванні. У конструкції такого сепаратора збалансовано співвідношення між товщиною перемичок і бічних кілець, що забезпечує їх добру відтворюваність у виробництві. Бічні кільця із зовнішніх сторін мають кишені, розміри яких у радіальному й осьовому напрямках становлять приблизно половину відповідно висоти і ширини кільця.

При цьому, міцність сепаратора суттєво не змінюється, оскільки момент опору перерізу зменшується приблизно на 6 %. За такої конструкції сепаратора поліпшуються умови формування в процесі литва і значно зменшується усадка матеріалу.

Для надійного утримання роликів у гніздах сепаратора на перемичках виконано фіксуючі виступи, що здатні пружно деформуватися. У результаті досліджень умов змащування деталей підшипника розроблено найкращу геометричну форму виступів, що дозволило поліпшити змащування деталей і досягти зниження робочих температур підшипника.

Аналогічна конструкція поліамідного сепаратора була розроблена фірмою FAG для великогабаритних циліндричних роликopідшипників. Стандартний поліамідний сепаратор конструкції фірми SKF для циліндричних роликopідшипників порівняно з сепараторами, виготовленими з інших матеріалів, сприяє підвищенню протизадиркової здатності підшипника.

Дослідження показали, що в підшипниках з масивним латунним сепаратором або сепараторами з листової сталі після припинення подачі

					ДІПТ. 480000. 404. КРПЗ	Арк.
						86
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

мастильного матеріалу різко зростала температура і відбувалося раптове руйнування сепаратора/

У підшипника з поліамідним сепаратором блокування роликів не спостерігалось. За відсутності мастила відбувалося зростання температури підшипника і відбувалося приплавлення, а потім повне розплавлення перемичок і кілець сепаратора. Подальшого зростання температури підшипника не спостерігалось. Це пояснюється тим, що розплавлений поліамід стає своєрідним змащувальним матеріалом і тим самим запобігає блокуванню роликів.

Під час експерименту підшипники без мастила продовжували функціонувати протягом декількох годин, практично як роликопідшипники, що мають суцільне заповнення роликами, – аж доти, доки «змащувальний матеріал», тобто розплавлений поліамід, повністю не спрацював. Лише після цього знову спостерігалось підвищення температури і блокування комплекту роликів. Проте руйнування кілець не спостерігалось жодного разу.

У науково-технічній і патентній літературі значна частина конструкторських розробок сепараторів підшипників стосується складених або розрізних сепараторів. Для забезпечення довговічності великогабаритного циліндричного роликопідшипника запропонована велика кількість оригінальних конструкцій розрізних сепараторів, що складаються з поліамідних сепаруючих елементів.

5.3 Удосконалення підшипникових вузлів за допомогою мастильних матеріалів

Суттєвим напрямом підвищення довговічності опор кочення конструктивним шляхом є вдосконалення систем змащування та ущільнень підшипникових вузлів. До конструктивних способів також належить обробка поверхонь тертя пластичною деформацією для утворення рівномірно розташованих мікрозаглиблень. Це підвищує мастилоутримуючу властивість поверхні тертя і зменшує коефіцієнт тертя.

					ДІПТ. 480000. 404. КРПЗ	Арк.
						87
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Останнім часом, за активних темпів вдосконалення, були розроблені нові домішки до мастил на основі мінеральних речовин (геомодифікатори), які отримали значне розповсюдження в техніці. Мастильні композиції на основі геомодифікаторів суттєво зменшують коефіцієнт тертя і підвищують зносостійкість кінематичних пар машин та механізмів.

Використання геомодифікаторів дозволяє:

- утворювати модифіковані поверхневі шари високої адгезійної міцності (однакової з основним матеріалом), поліпшувати мастилозатримну здатність (майже на порядок вище), забезпечувати підвищену (на 20...40 %) мікротвердість поверхневого шару і низький коефіцієнт тертя;

- відновлювати зношені поверхні і формувати захисні покриття з оптимальними параметрами відповідно до матеріалів деталей, мастильного матеріалу і режиму роботи; – забезпечувати екологічну чистоту та економічну ефективність триботехнічного процесу утворення захисного поверхневого шару.

Захисні шари на поверхнях тертя в присутності мастильного середовища утворюються в результаті легування чи спеціальної технологічної обробки мастила. Легування мастила проводять уведенням хімічно активних рідинних та твердих органічних мастилорозчинених продуктів, що називають присадками. Дія антифрикційних, протиспрацьовувальних, протизадиркових присадок ґрунтується на їх хімічній взаємодії з металевими поверхнями тертя й утворенні сполук у вигляді плівок. Плівка, що створюється антифрикційною присадкою, здатна амортизувати змінні в процесі тертя навантаження і більш того легко зношується, чим забезпечується низький коефіцієнт тертя (на порядок нижчий). У присутності таких присадок “вигладжуються” мікровиступи поверхонь, що підтверджено їх профілограмами. Присадки, що здатні утворювати подібні плівки та знижувати в’язкість мастила, називають модифікаторами тертя. Ефективність дії модифікаторів тертя визначається хімічним складом базового мастила, а також режимом змащування пар тертя. Модифікатори тертя найбільш ефективні в режимі граничного тертя. Суттєво зменшити (до 70 %) момент тертя підшипників

					ДІП. 480000. 404. КРПЗ	Арк.
						88
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

кочення дозволяє технологія нанесення тонких епілам на робочі поверхні деталей. Механізм протиспрацьовувальної та протизадиркової дії присадок визначається утворенням на поверхні тертя “напівпластичної” плівки з необхідною твердістю. Така плівка порівняно з тією, що утворена модифікаторами тертя, не руйнується мікровиступами шорсткостей контртіла, запобігає пошкодженню спряжених поверхонь тертя.

Специфічні властивості має полімерна плівка, що утворюється на поверхнях тертя як результат дії нового класу протиспрацьовувальних присадок до мастил. Традиційні протиспрацьовувальні присадки не забезпечують такої антифрикційної дії, якою характеризується трибополімероутворюючі хімічні сполуки. Механізм дії таких присадок до мастил пояснюється появою численних адсорбційних зв’язків трибополімеризованих молекул з матеріалами поверхонь тертя деталей. Специфічна мастильна плівка на робочих поверхнях деталей може з’явитися в режимі їх граничного тертя під дією електростатичного поля. Вона нагадує сервовитний варіант і складається зі структурованих комплексів на основі продуктів спрацьовування та поверхнево-активних речовин. Установлено, що завдяки присутності такої плівки інтенсивність спрацьовування лабораторних зразків знижується у 2...4 рази.

Захисні покриття на поверхнях тертя деталей можуть бути металевими, неметалевими, композиційними. Покриття на деталі підшипників кочення наносять притиранням домішок різних речовин у середовищі мастильних матеріалів, електрохімічним осадженням у вакуумі, газотермічними методами. Домішки до мастильних матеріалів – тверді нерозчинні речовини неорганічного походження. Твердомастильні покриття на основі графіту і десульфід молібдену для деталей підшипників кочення спеціальних режимів експлуатації використовують уже близько півстоліття. Нанесення твердомастильного покриття на кульки здійснюють у галтовочних барабанах або вібраційних камерах притиранням. Дещо пізніше почали застосовувати домішки з порошків м’яких металів (олово, мідь, свинець) до пластичних мастильних матеріалів. Крім

					ДІП. 480000. 404. КРПЗ	Арк.
						89
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

металевих порошків, як дисперсні домішки вживають амінокислоти (тальк, слюда), деякі йодиди, нітриди, бори́ди, полімери. Особливе місце серед домішок до мастильних матеріалів займають порошки бронзи та латуні. Для пар тертя з такими мастильними композиціями спостерігається ефект взаємного вибіркового переносу металів.

Вибірковий перенос (ВП) розглядають як тертя з новим мастильним матеріалом у вигляді тонкої пластичної металевої плівки з особливою структурою та здатністю до самовідновлювання при руйнуванні. На основі явища ВП розроблено декілька мастильних композицій. Найбільш відома модифікація вибіркового переносу втілена в металоплакувальних мастильних матеріалах, у яких домішки містять порошки чистих металів (мідь, олово, свинець) та сполук металів, а також усі необхідні компоненти для утворення сервовитної плівки незалежно від металів пар тертя. Для підшипників кочення загальномашинобудівного призначення покриття на основі м'яких металів доцільно застосовувати під час припрацювання деталей для зменшення контактних напружень та сил тертя, а також при обмеженні проникнення поверхнево-активного мастильного матеріалу в поверхневі мікротріщини.

Явище переносу металів при терті використовується в новій технології фінішної антифрикційної безабразивної обробки (ФАБО) деталей машин, у тому числі й підшипників кочення. Однак існує принципова різниця в переносі металу при ВП та ФАБО. При ВП у випадку тертя бронзи по сталі в середовищі гліцерину з твердого розчину бронзи виділяються атоми міді й атоми легуючих елементів. Останні переходять у мастило, а атоми міді з'єднуються в групи і переносяться на сталь. Цей процес перебігає дуже повільно. При ФАБО склад перенесеного металу не відрізняється від складу початкового металу. Метал переноситься малими частинками, які міцно зчеплюються зі сталлю й утворюють захисне покриття. Технологія ФАБО пропонується як для нових, так і для зношених підшипників кочення. Результати випробувань підшипників кочення, що оброблені за технологією ФАБО, свідчать про підвищення їх ресурсу майже

					ДІТ. 480000. 404. КРПЗ	Арк.
						90
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

вдвічі порівняно з типовими. Для підшипників кочення, що працюють у спеціальних умовах (вакуум, підвищена температура), частіше застосовують покриття на основі срібла, свинцю, міді, галію, ренію та їх сполук які отримують електроосадженням з кислих електролітів.

5.4 Удосконалення підшипникових вузлів за допомогою зміни форми тіл кочення

Підшипники з довгими тороїдальними (діжкоподібними) роликами – цілковито новий тип радіальних однорядних роликових підшипників (рис. 5.2), [27].

Самовстановлюючі роликові підшипники з довгими тороїдальними роликами були вперше виготовлені у 1995 році. Конструкція цих підшипників об'єднує властивість сферичних роликопідшипників до самоустановки (допустимий кут перекосу кілець $0,5^\circ$), властивість циліндричних роликопідшипників до легкого осьового відносного переміщення і компактність голчастих підшипників.



Рис. 5.2. Тороїдальний підшипник з сепаратором та без нього

При однакових радіальних щілинах у сферичних підшипників і підшипників з тороїдальними роликами, останні допускають значно більші відносні осьові

					ДІПТ. 480000. 404. КРПЗ	Арк.
						91
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

зміщення кілець (6...8 % ширини підшипника). Підшипники з тороїдальними роликами призначені для сприйняття радіальних навантажень в умовах значних осьових та/чи кутових зміщень внутрішніх кілець відносно зовнішніх. Поєднання властивості до самоустановки та осьового зміщення дозволяє зменшити розміри, спростити конструкцію, а отже, здешевити підшипниковий вузол. Підшипники з тороїдальними роликами частіше використовують як плаваючі опори в підшипникових вузлах довгих валів, в планетарних коробках передач та інших місцях, [7].

Також однією з найпомітніших розробок за останні роки став енергозберігаючий кульковий підшипник концерну Schaeffler із усіченими сферичними тілами кочення. Ця незвичайна конструкція також потребувала нових методів збирання виробів. В результаті з'явився новий вид кулько-роликових підшипників, які мають навантажувальну здатність повністю сферичних кулькових підшипників, але водночас мають зменшену на 20% ширину і масу, а також знижене тертя.

По суті, конструкція кулястого ролика є звичайним шариком підшипника, у якого видалені області, що не є об'єктом навантаження. Це означає, що 15 % діаметра шару можуть бути безболісно видалені з кожного боку, роблячи такий усічений шар на 30 % менше, ніж звичайний шар.

Це не тільки зберігає цінний вільний простір у підшипнику, а й означає, що плоска з боків форма кулястого ролика в комбінації з новими методами складання, дозволяє збільшити число тіл кочення в підшипнику і, відповідно, підвищити його заповнення. Використання більшої кількості тіл кочення в тому самому просторі призводить до більш високої номінальної вантажопідйомності та більш тривалого терміну служби, таким чином, надаючи конструкторам можливості зменшення габаритів і маси машин і механізмів не відбираючи їх працездатність.

При видаленні надлишкового матеріалу з боків куль управління такими тілами кочення на початку руху стало дуже важливим і критичним фактором,

					ДІІТ. 480000. 404. КРПЗ	Арк.
						92
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

вимагаючи розробки та оснащення підшипника сепаратором нового типу. Однак такі тіла кочення мають здатність до самоустановки при початку обертання підшипника під дією навантаження та швидкості. Крім того, відступивши від повністю сферичної форми тіл кочення, з'явилася можливість надання їм логарифмічного профілю, тому що їх обертання залишається завжди перпендикулярною до кута контакту, що змінюється. Умови дотику між кульковим роликом та доріжкою кочення підшипника не змінюються. Якщо співвідношення навантажень у підшипнику змінюється від осьової до радіальної з одночасною зміною кута контакту, то в результаті зіткнення «повзає» оптимальною мірою відповідно до зміни навантаження.

Конструкція стандартного шарикового підшипника Schaeffler 6207 (DIN 625) включає дев'ять тіл кочення, що еквівалентно заповненню підшипника приблизно на 60%. Новий шарико-роликовий підшипник BXRE207 (який продемонстрований на рис. 5.3) містить вже 14 тіл кочення в тому самому просторі, таким чином заповнення підшипника вже досягає рівня 90% і його термін служби збільшується в 2.4 рази, [28].

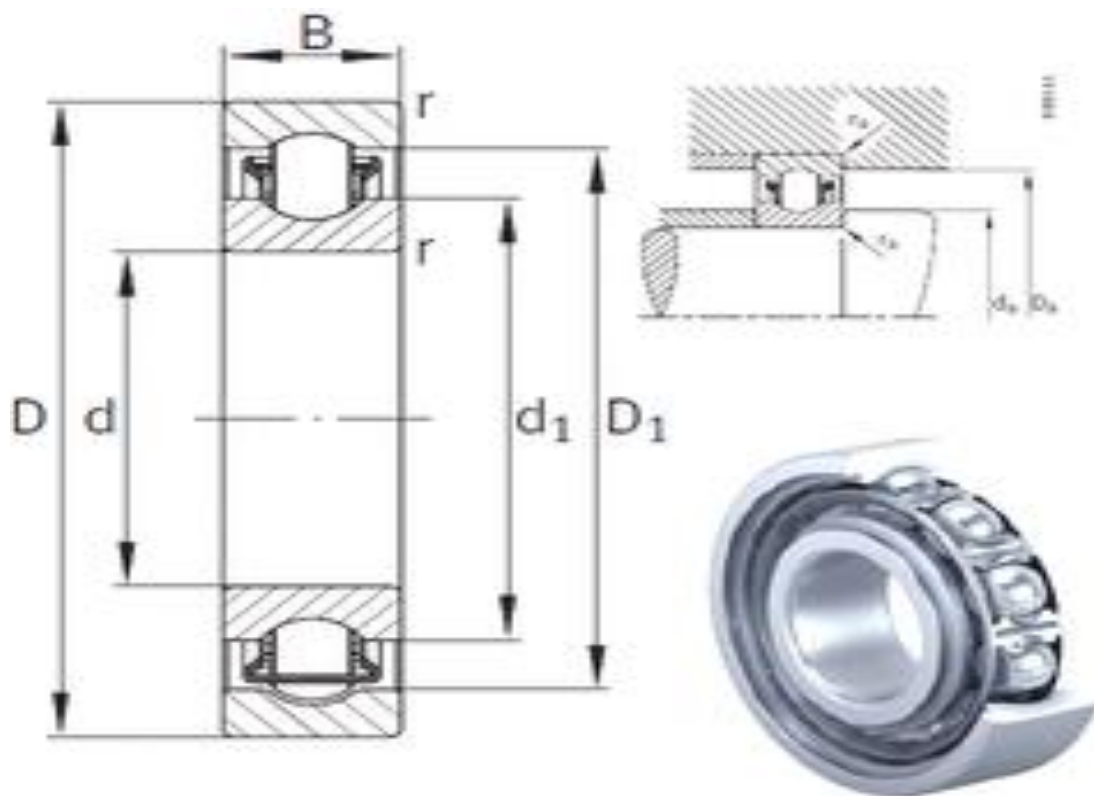


Рис. 5.3. Підшипник BXRE207

Розробляючи свою концепцію і надалі, фахівці концерну Schaeffler створили нову серію шарико-роликових підшипників BXRO. Ця серія представлена дворядними кулько-роликовими підшипниками з тілами кочення, розташованими під кутом до осі обертання підшипника, дозволяючи сприймати як радіальні, так і осьові навантаження. Порівняно з серійними кульковими підшипниками Schaeffler 32 кількість тіл кочення в шарико-роликовому підшипнику збільшено на 50%.

Перевага підшипника BXRO у серії підшипників 33 (підшипники з двома внутрішніми кільцями) полягає у спрощеній установці внутрішнього кільця на валу. Оптимізована геометрія доріжок кочення на цільному внутрішньому кільці призводить до підвищеної точності руху підшипника. Ці підшипники особливо успішно проявили себе у додатках для автомобільних механічних коробок.

Шарико-роликові підшипники серії BXRT мають два ряди кулькових роликів, які розташовані за схемою «тандем». В цьому випадку тіла кочення прямують одним або двома сепараторами. Конструкція з двома сепараторами дозволяє відрегулювати та оптимально налаштувати ряди кулькових роликів незалежно один від одного, таким чином, гарантуючи максимальну вантажопідйомність із мінімальним розміром та зменшеним тертям.

Порівняно з конічними роликовими підшипниками тертя у такому підшипнику зменшено приблизно на 30 % завдяки усуненню тертя на ребрі. Це означає, що споживання енергії може бути значно скорочено. Ці підшипники з успіхом використовуються в механічних коробках передач, диференціалах, гідравлічних двигунах та насосах.

5.5. Покращення підшипникових вузлів методом фіксації на валу

Конструктори також прагнуть знайти способи, щоб заощадити час під час складання підшипникових вузлів та їх технічного обслуговування. Щоб задовольнити ці потреби, компанія SKF нещодавно продемонструвала останнє покоління модульних підшипникових вузлів Concentra, які можуть бути

					ДІП. 480000. 404. КРПЗ	Арк.
						94
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

встановлені на 20 хв швидше, ніж звичайні корпуси, що розділяються. Додатково, ці модулі забезпечують більш точну установку, що дозволяє покращити працездатність машини чи механізму та продовжити термін служби.

В установочному вузлі з роликовим підшипником Concentra використовується розроблена SKF власна технологія фіксації вузла на валу, що спрощує установку та демонтаж. Після установки вузла на вал він фіксується в цій позиції за допомогою трьох гвинтів та спеціального шестигранного ключа з регульованим крутним моментом, що входить до комплекту виробу. Цей метод гарантує співвісне закріплення вузла на валу та покращує роботу підшипника та машини в цілому.

Додаткова економія часу установки обумовлена ще й тим, що підшипниковий вузол поставляється заздалегідь змащеним у заводських умовах одним із чотирьох доступних типів змащення залежно від виробничих умов. Ця особливість дозволяє знизити ризик передчасної відмови в роботі підшипника через надлишок мастила або потрапляння забрудненого мастила в підшипник під час технічного обслуговування. Серія цих настановних підшипникових вузлів призначена для валів діаметром від 35 до 100 мм.

5.6 Покращення підшипникових вузлів за допомогою металевих матеріалів

Ресурс підшипників кочення, перш за все, залежить від правильно підбраного металу, так як замінити всі комплектуючі підшипника на неметалеві не представляється, поки що, можливим. Вибір якісної сталі для тіл кочення та кілець з мінімальним вмістом шкідливих домішок та мікродфектів є базовим при проектуванні. Так, дослідження впливу вакуумування підшипникової сталі на її експлуатаційні характеристики показало, що завдяки зниженню вмісту кисню в 1,5...2 рази та азоту на 20...30 % збільшується ресурс дослідних підшипників при стендових випробуваннях у 1,5 рази. Іншим прикладом суттєвого впливу матеріалу кілець на ресурс підшипників є використання сталі регламентованого

					ДІТ. 480000. 404. КРПЗ	Арк.
						95
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

прожарювання замість типової сталі, що дозволило підвищити ресурс за контактною витривалістю не менш як удвічі.

Також, компанія NSK розробила сталь ES1 (високоякісна нержавіюча сталь) для використання в умовах високої вологості, в хімічному та гігієнічному навколишньому середовищі, де корозія може послабити надійність та скоротити термін служби підшипників кочення. Сталь ES1 забезпечує вищу опірність до корозії та високу контактну втомну довговічність у порівнянні зі звичайною нержавіючою сталлю AISI 440C у вологому та агресивному навколишньому середовищі. Це вдосконалення допомагає збільшити інтервали між технічним обслуговуванням, час простою обладнання та витрати на заміну підшипників.

Сталь ES1 не має у своєму складі легкоплавних (евтектичних) карбідів, але натомість складається з карбідів, нітридів та мартенситів, які покращують опір корозії та втоми. Показники нової сталі NSK ES1 перевершують показники других нержавіючих сталей на 5% в імерсійному тесті з водним розчином солі, у тесті з розбризкуванням морської води, сірчаної кислоти та імерсійних тестах з гідрохлоридом, а також у тестах довговічності у воді.

Концерн Schaeffler також показав свою високоефективну нержавіючу сталь Cronitect, яка забезпечує поліпшену опір корозії в екстремальних експлуатаційних умовах, включаючи додатки із сухим запуском або в яких підшипники контактують з агресивними середовищами, такими як вода, солоні бризки, кислоти та хімікати.

Сталь Cronitect - високоякісна зміцнена мартенситна сталь, основу якої складає очищена сталь Nirosteels. Завдяки композиційному складу та новому термохімічному процесу поверхневої обробки, сталь Cronitect показує дуже високу жорсткість. Навіть після 600 годин тестування в солоних бризках згідно з DIN 50021 SS, на матеріалі не з'являються сліди корозії.

					ДІТ. 480000. 404. КРПЗ	Арк.
						96
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ

Сучасні проблеми потребують сучасного вирішення цих проблем. Автомобільні перевезення набувають все більшої тенденції, а отже і вдосконалення машин і їх вузлів та механізмів також йде в ногу з розвитком. Для перевезення крупногабаритних та важких вантажів проєктують нові вантажні автомобілі. Деякі розробляються для перевезень по місту, а деякі в місцевостях з агресивним кліматом. Підшипникові вузли також набувають своїх модифікацій та нових конструкцій, адже повинні відповідати заданим умовам. Зі збільшенням вантажопідйомності, підшипникові вузли ходової частини зазнали нових, вищих навантажень. З розширенням дистанції перевезень і змін клімату під час перевезень, підшипникові вузли зазнали більш насичених режимів роботи. Ці фактори і вплинули на модифікації в різних напрямках. З інформації, яка наведена в роботі, отримані наступні сфери поліпшення підшипникових вузлів:

- поліпшення мастильних матеріалів, за допомогою присадок та домішок нових типів, для зменшення корозії, тертя, температурних впливів та навантажень;

- поліпшення металу для виготовлення доріжок та тіл кочення, нові марки сталі зі зменшеним тертям, кращою сприймальною навантаженістю, більшою довговічністю та меншою здатністю до втоми;

- нові типи конструкції підшипників, розміщення в сепараторі, нові сепаратори, удосконалення форми тіл кочення, що веде до зменшення маси та кращих енергетичних показників;

- спроектовані полімерні сепаратори, які зменшують тертя, більш легкі, що сприяє підвищенню швидкості, тобто, енергетичних показників.

Також, автоматизація на виробництві, поліпшення умов зберігання, нові ущільнювачі, нанесення захисних шарів кремнію, новітні стенди для вимірювання, сформовані рекомендації для вибору та експлуатації і інше.

					ДІТ. 480000. 404. КРПЗ	Арк.
						97
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

За допомогою всіх цих факторів досягли цілком інших енергетичних показників, довговічності, режимів роботи, сприймального навантаження.

Деякі підшипники навіть не потребують регулярного змащення, порівнянно з попереднім століттям, коли була потреба у регулярному змащенні підшипникових вузлів, - це досягнення закритої конструкції підшипника.

Звісно, досягнень багато, але опір при коченні все ще залишається невирішеною проблемою, яка впливає на енергетичні показники та довговічність. Урахування всіх факторів втрати енергії все ще не ідеальне, адже забагато факторів, які впливають на це. Але інженери все ближче і ближче до цієї мети.

Нажаль, модифікацій досить багато, і ними можливо поліпшити застарілі моделі вантажних автомобілів, але модифіковані підшипники все ще не набули масштабного виготовлення, що пов'язано з високою собівартістю. Тому поліпшенні типи знаходять своє місце у вузлах вантажівок та промислових машин, які потребують високої надійності.

					ДІТ. 480000. 404. КРПЗ	Арк.
						98
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК

1. Allforcar.in.ua Ступица колеса какие бывают и как выбрать. Полезные советы [Электронный ресурс]. – Режим доступа: https://allforcar.in.ua/?action=news_preview&id=78 .
2. podtrade Ступичные подшипники [Электронный ресурс]. – Режим доступа: https://podtrade.ru/articles/stupichnye_podshipniki/ .
3. podshipnikru.com Игольчатый подшипник NA 4901(4244901 К ГОСТ) [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://podshipnikru.com/katalog/3igolchatie-podshipniki/igolchatie-podshipniki-serii-na-424/igolchatij-podshipnik-na-4901-4244901-k-gost/> .
4. ru.m.wikipedia.org Подшипник [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://ru.wikipedia.org/wiki/%D0%9F%D0%BE%D0%B4%D1%88%D0%B8%D0%BF%D0%BD%D0%B8%D0%BA> .
5. Uzp.net.ua Підшипники для велосипеда [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://uzp.net.ua/pidshypnyky-dlya-velosypeda/> .
6. Selm.com.ua Маточина заднього колеса МАЗ–64221 [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://selm.com.ua/ru/katalogselhoztehniki/?typeauto=2&mark=11&model=110&group=96> .
7. motion-products.ru Усовершенствованные подшипниковые узлы компании FERSA BEARINGS для ступиц колёс грузовых автомобилей [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://www.motion-products.ru/news/usovershenstvovannye-podshipnikovye-uzly-kompanii-fersa-bearings-dlya-stupits-kolyes-gruzovykh-avtom/> .
8. ru.m.wikipedia.org Подшипник [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://ru.wikipedia.org/wiki/%D0%9F%D0%BE%D0%B4%D1%88%D0%B8%D0%BF%D0%BD%D0%B8%D0%BA> .

9. autoopt.ru Балансир МАЗ:основа устойчивости минских грузовиков и прицепов [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://www.autoopt.ru/articles/products/5146440> .

10. mazegz.by Втулка балансира МАЗ-938-2918022 [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://mazegz.by/katalog/29-podveska/vtulka-balansira-938-2918022.html> .

11. galp.com.ua Пособие по выбору подшипников TIMKEN [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://galp.com.ua/supload/cms/Catalogs/Bearing/Posobiye-po-vyboru-podshipnikov-Katalog-TIMKEN-Ru-2002.pdf> .

12. skf.com Справочник SKF по техобслуживанию подшипников [Электронный ресурс]. – Режим доступа: https://www.skf.com/binaries/pub39/Images/0901d19680805511-SKF-Bearing-maintenance-handbook---10001_1-RU_tcm_39-463040.pdf .

13. Светлицкий. В.А., Стасенко И.В. Сборник задач по теории колебаний. М.: Высш. школа, 1973. 454 с.

14. Справочник по сопротивлению материалов /Писаренко Г.С., Яковлев А.П., Матвеев В.В. Киев: Наук. думка, 1988. 736 с.

15. Справочник по кранам: В 2т. Т.2/Александров М.П., Гохбер М.М., Ковин А.А., и др. Л.: Машиностроение. 559 с.

16. Джонсон К. Механика контактного взаимодействия.-М.: Мир,1989. 510с.

17. Подвижной состав и тяга поездов / Третьяков А.П., Деев В.В., Перова А.А. и др. – М.: Транспорт, 1979. 368 с.

18. Довбня М.П., Бондаренко Л.М. Експрес-метод визначення зусиль в зубчатих, пасових передачах та їх ККД // Проблеми трибології (Problems of Tribology). 2000. №1. С. 7-9.

19. Бондаренко Л.М. Зв'язок між головними параметрами вузлів кочення та допустимими контактними напруженнями // Нові матеріали і технології в металургії та машинобуд./ Наук. ж. ЗДТУ. 1999. №1. С. 73-74.

20. Бондаренко Л.Н. Экспериментально-аналитическое определение коэффициента трения качения /36. наук. праць ХарДАЗТ. 1999. Вип. 36. С.127-132; Зависимость коэффициента трения качения колеса по рельсу от режима работы механизма передвижения //Строитель. и дорож. маш. 1999. №6. С.40.

					ДІТ. 480000. 404. КРПЗ	Арк.
						100
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

21. Kubich_The_Coefficient.pdf Коефіцієнт тертя в підшипнику кочення маточини колеса автомобіля при мащенні трансмісійними оливами та консистентними мастилами [Електронний ресурс]. – Режим доступу: http://eir.zp.edu.ua/bitstream/123456789/4907/1/Kubich_The_Coefficient.pdf.

22. vibropoint.ru СТЕНД ПРОВЕРКИ ПОДШИПНИКОВ [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://vibropoint.ru/stend-proverki-podshipnikov/>.

23. epa.kpi.ua огляд основних сил опору руху транспортних засобів [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://epa.kpi.ua/wp-content/uploads/2016/02/18-OGLYAD-OSNOVNIH-SIL-OPORU-RUHU-TRANSPORTNIH-ZASOBIV.pdf>.

24. All-about-car.ru Расчет эквивалентной нагрузки при переменных режимах работы [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://all-about-car.ru/maintenance/mechanisms62.htm>.

25. uk.lamscience.com Як обчислити модуль пружності – Наука – 2022 [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://uk.lamscience.com/how-calculate-elastic-modulus>.

26. Гайдамака А. В. Г 14 Підшипники кочення. Базові знання та напрямки вдосконалення : навч. посіб. / А. В. Гайдамака. – Х. : НТУ «ХПІ», 2009. – с. С 114-142.

27. google.com Тороидальные подшипники FAG TORB X-life [Електронний ресурс]. – Режим доступу: https://www.google.com/search?q=%D1%82%D0%BE%D1%80%D0%BE%D0%B8%D0%B4%D0%B0%D0%BB%D1%8C%D0%BD%D1%8B%D0%B5+%D0%BF%D0%BE%D0%B4%D1%88%D0%B8%D0%BF%D0%BD%D0%B8%D0%BA%D0%B8&sxsrf=ALiCzsY8ISRQd89_xTrMvwyZOUe3CP-sGA:1652981027031&source=lnms&tbn=isch&sa=X&ved=2ahUKEwiL2b6Xiuz3AhWnlosKHU9BA3sQ_AUoAXoECAIQAw&biw=1366&bih=625&dpr=1#imgsrc=OcfZYZyVaRuULM.

28. Bearingsize.info Bearing BXRE207(INA) [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://bearingsize.info/catalogue-online/needle-roller-bearings/bearing-bxre207-ina-obj202675.html>.