

**Л. К. ПОЛЩУК
Р. Р. ОБЕРТЮХ
А. В. СЛАБКИЙ**

**ДЕТАЛІ МАШИН І ПІДЙОМНО-ТРАНСПОРТНЕ
ОБЛАДНАННЯ**

Міністерство освіти і науки України
Вінницький національний технічний університет

Л. К. ПОЛІЩУК
Р. Р. ОБЕРТЮХ
А. В. СЛАБКІЙ

**ДЕТАЛІ МАШИН І ПІДЙОМНО-ТРАНСПОРТНЕ
ОБЛАДНАННЯ**

Лабораторний практикум

Вінниця
ВНТУ
2017

Рекомендовано до друку Вченою радою Вінницького національного технічного університету Міністерства освіти і науки України (протокол № 3 від 29.09.2016 р.)

Рецензенти:

Є. В. Харченко, доктор технічних наук, професор

І. П. Паламарчук, доктор технічних наук, професор

В. І. Савуляк, доктор технічних наук, професор

Поліщук, Л. К.

П50 Деталі машин і підйомно-транспортне обладнання : лабораторний практикум / Поліщук Л. К., Обертюх Р. Р., Слабкий А. В. – Вінниця : ВНТУ, 2017. – 118 с.

Лабораторний практикум складено відповідно до програми дисципліни «Деталі машин і підйомно-транспортне обладнання». У роботі наведені детальні описання лабораторного обладнання та устаткування, що розглядаються, а також інструкції до лабораторних робіт, зміст яких охоплює практичні питання основних розділів дисципліни. Кожна лабораторна робота містить теоретичні відомості і запитання для самоконтролю, що дають змогу студентам самостійно перевірити набуті знання.

УДК 621.86

Зміст

Вступ	4
1 Лабораторна робота № 1 Аналіз кінематичних схем приводів	6
2 Лабораторна робота № 2 Вивчення конструкції канатів	14
3 Лабораторна робота № 3 Вивчення конструкцій зубчастого циліндричного двоступінчастого редуктора.....	23
4 Лабораторна робота № 4 Вивчення конструкції черв'ячного редуктора	35
5 Лабораторна робота № 5 Вивчення конструкції та характеристик підшипників кочення	46
6 Лабораторна робота № 6 Вивчення конструкції та визначення несучої здатності валів передач при заданих коефіцієнтах запасу міцності	62
7 Лабораторна робота № 7 Визначення критичної частоти обертання вала	77
8 Лабораторна робота № 8 Вивчення конструкції гальм вантажопідіймальних машин та їх регулювання.....	86
9 Лабораторна робота № 9 Дослідження колодкового електромагнітного гальма типу ТКТ.....	101
10 Лабораторна робота № 10 Вивчення конструкції вантажних та тягових ланцюгів	105

ВСТУП

«Деталі машин і підйомно-транспортне обладнання» є загальноінженерною дисципліною, що базується на фундаментальних дисциплінах – вищій математиці, фізиці і теоретичній механіці, та загальноінженерних дисциплінах – нарисній геометрії, інженерній і комп'ютерній графіці, технології конструкційних матеріалів і матеріалознавству, опорі матеріалів, теорії механізмів і машин, взаємозамінності, стандартизації та технічних вимірюваннях, теоретичній теплотехніці тощо.

В процесі вивчення дисципліни «Деталі машин і підйомно-транспортне обладнання» значна роль відведена лабораторному практикуму. Під час виконання лабораторних робіт студенти мають можливість детально ознайомитись з установками, максимально наближеними за принципом дії та конструкції до реальних пристроїв і механізмів, і застосувати на практиці теоретичні знання, отримані на лекціях, практичних заняттях і в процесі самостійної підготовки, набути навичок експериментальних досліджень і оброблення та оформлення їх результатів. Ці знання та навички необхідні для майбутньої інженерної діяльності студентів. Теоретичні відомості, що розміщені в кожній лабораторній роботі, доповнюють відповідні розділи лекційного курсу, розширюючи коло розглядуваних питань.

Перед виконанням кожної лабораторної роботи студенти повинні вивчити теоретичні умови процесу, який розглядається, або явища, уявити мету роботи, її задачі й порядок виконання, конструкцію експериментальної установки та вимірювальних пристроїв. Під час підготовки до лабораторної роботи окрім даного практикуму необхідно використовувати літературу, рекомендовану робочою програмою, а також ознайомитися з додатковою літературою, вказаною в кінці кожної роботи.

В процесі виконання лабораторної роботи особливу увагу необхідно приділити чіткому виконанню правил техніки безпеки, які викладені в даному практикумі та у спеціальних інструкціях.

Після закінчення лабораторної роботи студент повинен вимкнути електрообладнання, прибрати робоче місце, здати вимірювальні пристрої та допоміжне устаткування і приступити до оформлення звіту, згідно з вимогами ДСТУ 3008:2015 «Документація. Звіти у сфері науки і техніки. Структура і правила оформлення». Порядок його оформлення наведено у кінці кожної лабораторної роботи.

Захист лабораторної роботи відбувається в час, встановлений викладачем, що проводить лабораторні заняття. Результати захисту оцінюються відповідною сумою балів. Бальна оцінка кожної лабораторної роботи доводиться до відома студентів на початку вивчення дисципліни.

За результатами успішного захисту лабораторних робіт оформляється підсумковий звіт з титульним аркушем встановленого зразка і здається викладачеві, що проводив лабораторні заняття.

Загальні вимоги до виконання лабораторних робіт і техніка безпеки

1. До виконання лабораторних робіт студент допускається після інструктажу з техніки безпеки, термін проходження якого і прізвище студента, що пройшов інструктаж, реєструється в спеціальному журналі і посвідчується особистим підписом студента.

2. До початку проведення експериментів необхідно:

- ознайомитися з описом роботи;
- з'ясувати мету та задачі роботи;
- ознайомитися з додатковою літературою, вказаною в описі роботи;
- ознайомитися з вимірювальною апаратурою та інструментами.

3. Вивчивши питання, вказані в п. 2, студент повинен отримати дозвіл викладача на проведення експериментів, після чого:

- в зручному порядку розташувати інструменти;
- під'єднати вимірювальну та реєструвальну апаратуру і переконатися в її справності;
- перед увімкненням установки перевірити наявність захисних огорож біля деталей, що рухаються (обертаються тощо) і правильність їх кріплення;
- виконати короткотермінове вмикання установки та переконатися в її справності;
- приступити до проведення експериментів, зазначених в лабораторній роботі.

4. Під час проведення експериментів не дозволяється:

- покидати робоче місце;
- проводити розбирання вузлів установки що працює;
- класти на установку зайві предмети;
- різко змінювати робочі навантаження та знімати захисні огорожі.

5. Забороняється проводити розбирання вузлів експериментальних установок і пристроїв, не пов'язаних із проведенням експериментів.

6. Зняті інструменти і деталі розташовувати так, щоб уникнути травмування.

7. Після закінчення експериментів студент зобов'язаний вимкнути установку, прибрати робоче місце, здати інструмент і приступити до оформлення звіту.

АНАЛІЗ КІНЕМАТИЧНИХ СХЕМ ПРИВОДІВ МАШИН

1.1 Мета роботи

Вивчення основних рекомендацій щодо розроблення кінематичних схем і виконання кінематичних розрахунків приводів машин.

1.2 Теоретичні відомості

Привід – це пристрій для приведення в дію різних робочих машин. В машинобудуванні використовують різноманітні приводи: механічні, електричні, гідравлічні, пневматичні.

За допомогою механічного приводу проходить передача енергії від двигуна до робочої ланки машини, як правило, з перетворенням швидкостей, моментів, зусиль, а інколи – характеру та закону руху механізмів.

Привід, який складається з електродвигуна та механічних передач, називається механічним приводом (або просто приводом).

1.3 Розроблення кінематичної схеми приводу

Для розроблення кінематичної схеми приводу необхідно мати такі дані: номінальний обертальний момент T на веденому валу, або потужність P на цьому валу; частоту обертання веденого вала n ; режим роботи приводу, тобто закони зміни моменту $T = f(t)$ та частоти обертання $n = f(t)$; взаємне розміщення валів; габаритні розміри та конструктивні особливості приводу.

За заданими умовами можна спроектувати декілька кінематичних схем приводів за рахунок використання механічних передач різних типів, або різних конструктивних особливостей передач одного типу. Оптимальну кінематичну схему приводу вибирають на підставі аналізу декількох варіантів, які піддають порівняльному оцінюванню з точки зору конструктивної доцільності, досконалості кінематичної та силової схем, енерго- та металомісткості, габаритів, зручності обслуговування, збирання-розбирання, регулювання та огляду. Після аналізу різних варіантів та їхнього оцінювання вибирають кінематичну схему для подальшого проектування приводу.

Під час розроблення кінематичних схем необхідно врахувати, що електродвигун – це одна з основних ланок приводу. Від типу двигуна, його потужності та частоти обертання залежать конструктивні та експлуатаційні характеристики машини.

Для кожної потужності в довіднику електродвигунів є декілька двигунів з різними синхронними частотами обертання вала (3000; 1500; 1000; 750 хв⁻¹).

Під час вибору частоти обертання вала двигуна необхідно мати на увазі, що швидкохідні двигуни мають менші габаритні розміри, масу, вартість та вищий ККД. Але з підвищенням частоти обертання ведучого вала зростає загальне передаточне число приводу та його габарити, маса та вартість. Дослідним шляхом встановлено, що деяке підвищення вартості передач мало впливає на використання швидкохідних електродвигунів, тому вони широко використовуються в машинобудуванні.

Вибір частоти обертання вала електродвигуна проводять з урахуванням наміченої кінематичної схеми приводу машини, рекомендують брати під час попередніх розрахунків $n_{\text{дв}} = 1500 \text{ хв}^{-1}$, оскільки електродвигунів з такою частотою виготовляють найбільше.

Передаточне число приводу визначається як відношення частот обертання валів двигуна та робочої ланки машини і може бути реалізовано різними способами. За великих передаточних чисел використовують багатоступінчасті однотипні, а також комбіновані механічні передачі різних типів.

В кінематичному плані послідовність розміщення передач різних типів і розподіл між ними передаточного числа не має значення, але необхідно, щоб виконувалась умова $U_{\text{заг}} = U_1 \cdot U_2 \cdot \dots \cdot U_n$.

Навантаженість деталей передач залежить від того, в якій послідовності вони розміщені в кінематичному ланцюгу, а також від передбачуваного розподілення $U_{\text{ин}}^*$ між ними. У випадку віддалення від двигуна в кінематичному ланцюгу понижувальних передач зростає навантаження відповідних деталей, оскільки навантаження на деталь визначається обертальним моментом, який збільшується зі зниженням частоти обертання. Внаслідок цього в області менших частот обертання необхідно використовувати передачі з великою навантажувальною здатністю, які забезпечують менші габаритні розміри та масу приводу.

Так, наприклад, у приводі, який складається з пасової та зубчастої передач, варіант розміщення «двигун – пасова – зубчаста передачі – робоча ланка» кращий варіанта «двигун – зубчаста – пасова передачі – робоча ланка», оскільки розміщення зубчастої передачі на найбільш навантаженій ланці силового ланцюга надає переваги цій схемі. З тих же міркувань в приводі з черв'ячною та зубчастою передачами доцільно розміщувати їх в такій послідовності: «двигун – черв'ячна – зубчаста передачі – робоча ланка».

Досвід проектування, виготовлення та експлуатації різних передач, а також результати досліджень роботи передач дають змогу намітити сфери та межі переважного використання передач різних типів. Тому в технічній літературі наведені максимальні та часто використовувані значення передаточних чисел, колових швидкостей і потужностей для різних типів механічних передач.

Конструктор під час розроблення кінематичних схем приводів машин повинен використовувати ці рекомендації.

1.4 Кінематичний розрахунок приводу

Після розроблення кінематичної схеми починають кінематичний розрахунок приводу, який є важливим етапом проектування, оскільки від його правильного виконання залежать габарити та маса приводу, надійність та якість роботи машини в цілому.

Кінематичний розрахунок приводу проводиться одночасно з вибором, за каталогом, необхідного двигуна (за потужністю та частотою обертання) та зводиться до визначення загального передаточного числа приводу, розподілення його між окремими вузлами та типами передач кінематичної схеми, а також визначення частот обертання, моментів та потужностей на всіх валах приводу.

Необхідна (розрахункова) потужність (кВт) на валу електродвигуна визначається за формулою:

$$P_{\text{номр.}} = P_n / \eta_{\text{заг}}, \quad (1.1)$$

де P_n – номінальна потужність на веденому валу приводу, кВт; $\eta_{\text{заг}} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \dots \cdot \eta_n$ – загальний ККД приводу; $\eta_1, \eta_2, \dots, \eta_n$ – ККД кожної кінематичної пари, яка входить в привод (зубчастої, черв'ячної, пасової та інших передач, пар підшипників, муфт та інших).

За необхідною (розрахунковою) потужністю електродвигуна $P_{\text{номр.}}$ та згідно з режимом навантаження механізмів за каталогом вибирають відповідний двигун за умови, що номінальна потужність електродвигуна $P_{\text{дв.}}$, прийнята за каталогом, повинна дорівнювати або бути більшою $P_{\text{номр.}}$ ($P_{\text{дв.}} \geq P_{\text{номр.}}$).

Для кожної потужності в каталозі електродвигунів (трифазних з короткозамкненим ротором) наведено декілька двигунів з різними синхронними частотами обертання вала: $n_c = 3000, 1500, 1000, 750 \text{ хв}^{-1}$. За заданою кінематичною схемою приводу частоту обертання вала електродвигуна необхідно вибирати з таким розрахунком, щоб передаточні числа окремих передач знаходились в межах рекомендацій. Загальне передаточне число приводу визначають за формулою:

$$U_{\text{заг}} = n_{\text{дв.}} / n_p, \quad (1.2)$$

де $n_{\text{дв.}}$ – асинхронна частота обертання вала вибраного електродвигуна; n_p – частота обертання робочого (веденого) вала приводу.

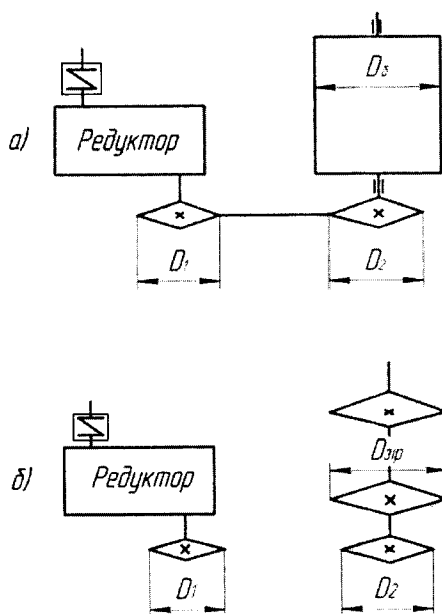
Знайдене значення $U_{заг}$ необхідно розподілити між типами та ступенями передач, що входять в привод. За наявності в кінематичній схемі крім редуктора пасових, ланцюгових і відкритих зубчастих передач спочатку загальне передаточне число редуктора розбивають за ступенями. Роблять це для того, щоб забезпечити відповідність розмірів деталей цих передач розмірам інших деталей приводу. Так, для схем, що показані на рис. 1.1 а, б, ведені зірочки ланцюгових передач D_2 повинні мати сумірні розміри з діаметром барабана D_6 , або діаметром зірочки $D_{зп}$ і знаходитись в межах:

$$D_2 = (0,9...1,2)D_6; \quad D_2 = (0,9...1,2)D_{зп} \quad (1.3)$$

Після розподілення загального передаточного числа $U_{заг}$ між редуктором та іншими передачами, що входять в привод, повинна виконуватись умова:

$$U_{заг} = U_{ред} \cdot U_1 \cdot U_2 \cdot \dots \cdot U_n, \quad (1.4)$$

де $U_{ред}$ – передаточне число редуктора; U_1, U_2, \dots, U_n – передаточні числа передач, що входять в привод, рекомендовані значення для $U_{ред}, U_1, U_2, \dots$ та U_n наведені в технічній літературі.



а – стрічковий конвеєр; б – пластинчатий конвеєр

Рисунок 1.1 – Кінематичні схеми приводів конвеєрів:

Розміри та маса багатоступеневого редуктора залежать від прийнятого методу розподілення передаточного числа редуктора $U_{ред}$ за його окремими ступенями.

Розподілення може бути різним залежно від того, яка з вимог до редуктора вважається головною. До таких вимог можуть бути віднесені: мінімальна маса редуктора; мінімальні габарити; однакова міцність робочих поверхонь зубців всіх коліс; зручність змащування всіх коліс та ін.

Розподілення передаточного числа багатоступеневого редуктора між його ступенями проводять згідно з рекомендаціями, наведеними в таблиці 1.1.

Таблиця 1.1 – Рекомендації з розподілення передаточного числа багатоступеневого редуктора між його ступенями

Тип редуктора	$U_{ред}$ (рекомендовані та max)	Передаточне відношення швидкохідного ступеня	Передаточне відношення тихохідного ступеня
Циліндричний двоступінчатий за розгорнутою схемою	12,5...25 (8,0...50)	$U_{ш} = U_{ред} / U_m$	4...5 (4...5,6)
Циліндричний двоступінчатий з роздвоєним швидкохідним ступенем	12,5...25 (8,0...50)	$U_{ш} = U_{ред} / U_m$	4...5 (4...5,6)
Циліндричний двоступінчатий за співвісною схемою	12,5...22 (8,0...50)	$U_{ш} = U_{ред} / U_m$	$U_m = 0,9\sqrt{U_{ред}}$
Конічно-циліндричний	12,5...20 (8,0...40)	$U_{ш} = U_{ред} / U_m$	$U_m = 0,63\sqrt[3]{U_{ред}^2}$
Черв'ячно-зубчастий	50...400	$U_{ш} = U_{ред} / U_m$	3...63

Після визначення передаточного числа передач, що входять в кінематичну схему приводу, розраховують частоти обертання, потужності та обертальні моменти на всіх валах.

Частоти обертання валів:

$$n_1 = n_{dв}; \quad n_2 = n_1 / U_1; \quad n_3 = n_2 / U_2; \quad \dots; \quad n_n = n_{n-1} / U_n, \quad (1.5)$$

де n_1, n_2, \dots, n_n – частоти обертання першого, другого та інших валів приводу; U_1, U_2, \dots, U_n – передаточні числа першого, другого та інших ступенів приводу. Потужності на валах, кВт:

$$P_1 = P_{\text{номр}}; P_2 = P_1 \cdot \eta_{1-2}; P_3 = P_2 \cdot \eta_{2-3}; \dots; P_n = P_{n-1} \cdot \eta_{(n-1)-n}, \quad (1.6)$$

де $P_{\text{номр}}$ – необхідна потужність двигуна, кВт (1.1); $\eta_{(n-1)-n}$ – ККД між попереднім валом та наступним.

Обертальні моменти на валах, Н·м:

$$T_1 = 9550 \cdot P_1 / n_1; T_2 = 9550 \cdot P_2 / n_2; T_3 = 9550 \cdot P_3 / n_3; \dots; T_n = 9550 \cdot P_n / n_n. \quad (1.7)$$

1.5 Порядок виконання роботи

1.5.1 Ознайомитись з загальними відомостями щодо розроблення кінематичних схем приводів машин і виконанням кінематичних розрахунків.

1.5.2 Одержати у викладача кінематичну схему приводу та вихідні дані.

1.5.3 Вивчити ГОСТ 2.770–68. Позначення умовні, графічні в схемах.

1.5.4 Зробити опис кінематичної схеми приводу.

1.5.5 Виконати кінематичний розрахунок приводу для чого: визначити загальний ККД приводу та необхідну потужність на валу двигуна; за каталогом вибрати необхідний електродвигун; визначити загальне передаточне число приводу $U_{\text{заг}}$ для чотирьох варіантів трифазних з короткозамкненим ротором двигунів змінного струму за синхронною частотою обертання вала двигуна – $n_{\text{ом}} = 3000; 1500; 1000; 750 \text{ хв}^{-1}$; провести розподілення загально-го передаточного числа приводу між його ступенями (для чотирьох варіантів двигунів). Зробити аналіз одержаних варіантів відносно їхніх можливостей для реалізації заданої частоти обертання веденого вала приводу, вибрати та обґрунтувати оптимальний варіант частоти обертання вала двигуна. Для вибраного варіанта визначити частоти обертання, потужності та обертальні моменти на кожному валу приводу.

1.5.6 Підготувати звіт з лабораторної роботи.

1.6 Зміст звіту

1.6.1 Кінематична схема приводу.

1.6.2 Описання кінематичної схеми.

1.6.3 Визначення загального ККД приводу.

1.6.4 Визначення необхідної потужності двигуна.

1.6.5 Вибір електродвигуна.

1.6.6 Визначення загального передаточного числа $U_{\text{заг}}$ приводу для чотирьох варіантів.

1.6.7 Розподілення загального передаточного числа приводу між його ступеннями для чотирьох варіантів.

1.6.8 Аналіз одержаних варіантів.

1.6.9 Обґрунтування отриманого варіанта частоти обертання вала електродвигуна.

1.6.10 Визначення частоти обертання, потужності та обертальних моментів на всіх валах приводу для оптимального варіанта.

Контрольні запитання

1. Як визначається передаточне відношення регульованих фрикційних передач (варіаторів)?

2. Запишіть формули для обчислення передаточних чисел черв'ячного редуктора.

3. Що таке діапазон регулювання лобового варіатора? Яке його оптимальне значення?

4. Як визначається загальне передаточне відношення приводу?

5. Запишіть співвідношення між потужностями та обертальними моментами на валах кінематичної схеми приводу.

6. В чому різниця між передаточним відношенням і передаточним числом?

7. Визначте передаточне відношення через обертальні моменти на валах приводу.

8. Чому ККД в черв'ячній передачі менший ніж в зубчастій?

9. Як визначається потужність обертальної та поступальної ланок?

10. Запишіть формулу Ейлера для визначення співвідношення сил в гілках пасової передачі.

11. Чому передаточне число в черв'ячній передачі більше ніж в зубчастій? Обґрунтуйте відповідь.

12. Запишіть передаточне відношення пасової передачі.

13. Як змінюються параметри передачі від двигуна до вихідної ланки?

14. Чи впливають на ККД приводу ККД його ланок?

15. Запишіть співвідношення між потужністю і числом обертів ланки кінематичної схеми.

16. Що таке мультиплікатори? Їх конструкції, переваги та недоліки.

17. Вкажіть умови використання поліклінопасової передачі.

Література

1. Кузьмин А. В. Курсовое проектирование ДМ. Ч. 1 / А. В. Кузьмин и др. – Минск : Вышэйшая школа, 1982. – 156 с.
2. Павленко В. С. Методические указания по кинематическому расчету привода и выбору электродвигателя при выполнении курсового проекта по ДМ / В. С. Павленко и др. – Киев : Межвузовское полиграфическое предприятие, 1982. – 26 с.
3. Обозначения условные графические в схемах. Элементы кинематики : ГОСТ 2.770–68 [Введ. 1971-01-01] – М. : Издательство стандартов, 1969. – 13 с.
4. Павлице В. Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин / В. Т. Павлице – Львів : Афіша, 2004. – 578 с.
5. Сторожев В. П. Механические передачи / В. П. Сторожев – К. : Алєрта, 2005. – 783 с.
6. Мархель І. І. Деталі машин : навч. посібник / І. І. Мархель – К. : Алєрта, 2005. – 368 с.

ВИВЧЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ КАНАТІВ

2.1 Мета роботи

Вивчення конструкції канатів вантажопідіймальних машин, технології їх виробництва, застосування та особливостей вибору.

2.2 Теоретичні відомості

Канатом називаємо гнучкий виріб з дроту, рослинних або синтетичних волокон. Сталеві дротяні канати – основний тип гнучких органів, які застосовуються у вантажопідіймальних машинах. Вони мають такі переваги порівняно з іншими: високу міцність, невелику лінійну (погонну) масу, велику гнучкість в усіх напрямках, можливість працювати на високих швидкостях, безшумність роботи, порівняно велику довговічність і надійність, властивість зменшувати динамічні навантаження на механізм та металоконструкцію внаслідок достатньої їхньої пружності і дисипативних властивостей.

В підіймно-транспортних машинах застосовують канати сталеві, прядив'яні, бавовняні та із синтетичних матеріалів. Прядив'яні та бавовняні канати використовують для перев'язування тарних і штучних вантажів, сталеві – для підвішування вантажів в механізмах підйому вантажопідіймальних машин, в тягових елементах конвеєрів, в тягових лебідках, а також в несівних і тягових елементах кабельних і мостових кранів. Для вантажопідіймальних машин (ВПМ) застосовують сталеві канати, які відносять до групи підійомних. Канати із синтетичних матеріалів (нейлону, орлону, скловолокна) поки що не отримали великого поширення. Вони вологостійкі, міцні та довговічні, однак зміна температури середовища істотно позначається на їх працездатності. Перевагами конопляних канатів є велика гнучкість, мала маса і легкість в'язання. Вони повинні відповідати вимогам ГОСТ 30055–93 «Канаты из полимерных материалов и комбинированные».

За структурою (будовою) прядив'яні канати ділять на тросові, які отримують скручуванням трьох пасем, виготовлених з канатної пряжі, та кабельтові, що їх отримують скручуванням у зворотному напрямку трьох тросових канатів.

Основним гнучким тяговим (несівним) елементом будь-якої вантажопідіймальної машини (крана) є сталевий дротяний канат, призначення якого перетворювати обертальний рух барабана лебідки механізму підйому вантажу крана в поступальний рух переміщуваного вантажу. Сталеві канати мають високу міцність (високе розривне зусилля канату в цілому), невелику лінійну (погонну) масу, велику гнучкість в усіх напрямках, можливість працювати на високих швидкостях, безшумність роботи, порівняно велику

довговічність і надійність, властивість зменшувати динамічні навантаження на механізм та металоконструкцію внаслідок достатньої їхньої пружності і дисипативних властивостей. Собівартість виготовлення сталевих канатів в 8–10 разів нижча собівартості виготовлення сталевих ланцюгів. Сталевий дротяний канат працює практично безшумно, зменшує динамічні навантаження і характеризується великою надійністю, оскільки руйнується не раптово, як ланцюг, а поступово, з наростанням числа обірваних дротів в канаті. Це дозволяє стежити за його станом і вибракувувати задовго до руйнування.

Сталевий канат складається з певної кількості дротів 1 (рис. 2.1), як правило, круглих, діаметром 0,2...3 мм, одержуваних методом багаторазового холодного волочіння з проміжною хімічною і термічною обробкою з високовуглецевої канатної сталі марок 60, 80 за ГОСТ 1050–2013, перевернутих між собою, і вони утворюють елемент канату – пасмо 2 (рис. 2.1, б). При роботі машини в приміщенні з підвищеною вологістю використовують оцинкований дріт. Розрахункова межа міцності дроту 1600...2000 МПа.

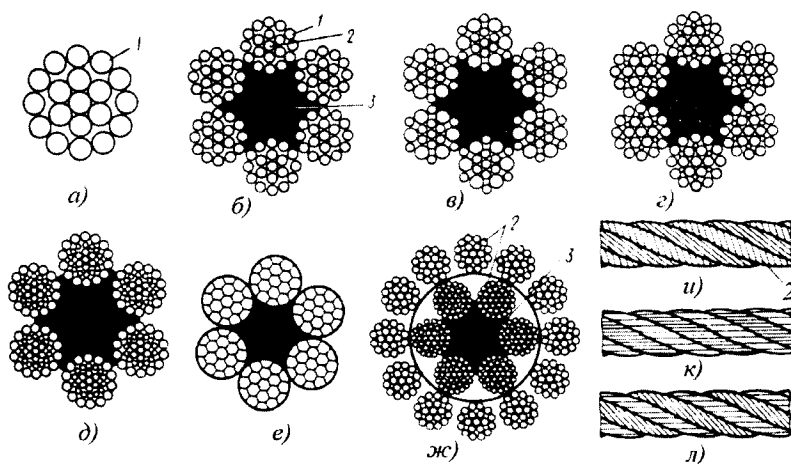


Рисунок 2.1 – Сталеві дровові канати

Канат – це пасма, що звиті між собою з розташуванням на центральному осерді 3 (рис. 2.1, б). Спеціальна обробка канатного дроту забезпечує йому високі механічні властивості. Так, маркувальна група (тимчасовий опір розриву) дротів змінюється в широкому діапазоні 1300...2600 МПа. На практиці застосовують значення 1560...1860 МПа. Залежно від кількості дротів у пасмі, пасем в канаті, їх конструкції та форми, поєднань напрямків звивання елементів канату, наявності і типу осердя та інших факторів

можливі найрізноманітніші конструктивні форми сталевих дротяних канатів. Канати виготовляють трьох сортів: В (вищий), І та ІІ.

Основні технічні вимоги до сталевих дротяних канатів регламентує міждержавний стандарт ГОСТ 3241–91, який передбачає випуск різних типів сталевих канатів.

1. *За конструкцією (круглі канати)*: одинарного, подвійного та потрійного звивання. Канати одинарного спірального звивання (див. рис. 2.1, а) – це звитий по спіралі в один або декілька концентричних шарів дріт. Під час виготовлення канатів подвійного звивання спочатку з дротів звивають канат одинарного звивання (в даному випадку пасмом), а потім з пасом звивають сам канат. Пасма в канатах подвійного звивання розташовані також по спіралі в один (кілька) концентричний шар навколо центрального формувального осердя (див. рис. 2.1, б, в, г, д). В свою чергу, канати подвійного звивання бувають одно-, дво-, (див. рис. 2.1, ж) і тришарові; два останніх називають багат шаровими (багатопрядними).

2. *За формою поперечного перерізу*: круглі і плоскі (плоскі канати не призначені для роботи в поліспахах, тому у вантажопідіймальних кранах їх не застосовують).

3. *За формою поперечного перерізу пасма*: круглопрядні і фасоннопрядні (тригранної, овальної або іншої форми).

4. *За типом звивання пасма і канатів одинарного звивання*: типу ЛК з лінійним контактом дротів між шарами (рис. 2.2, а), типу ТК з точковим контактом дротів між шарами (рис. 2.2, б), типу ТЛК (ЛТК) з комбінованим точково-лінійним (лінійно-точковим) контактом дротів між шарами.

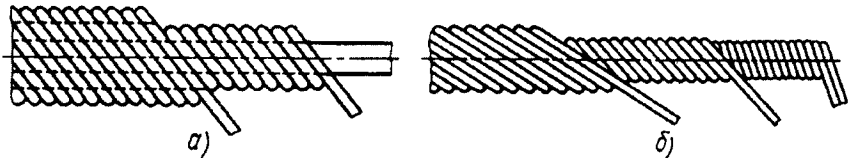


Рисунок 2.2 – Контакт дротів між шарами пасма:
а) – типу ЛК; б) – типу ТК

Пасма типу ТК складаються з дротів одного діаметра, які звивають за кілька технологічних операцій (за числом шарів дротів) в пасма, тоді як пасма типу ЛК складаються з дротів різного діаметра і їх звивають за одну технологічну операцію, що є суттєвою перевагою. В свою чергу, пасма типу ЛК-О виготовляють з однакових за діаметром дротів (див. рис. 2.1, б), з різних за діаметром дротів у зовнішньому шарі пасма ЛК-Р (див. рис. 2.1, в), з проміжними дротами заповнення між шарами пасма ЛК-З (див. рис. 2.1, г), з дротами одного діаметра в одному шарі і різного діаметра в іншому шарі пасма ЛК-РО (див. рис. 2.1, д).

Пасма типу ЛК отримують методом пластичної деформації звичайних пасм в спеціальних обтискних плашках (волоках), в результаті чого лінійний контакт дротів в пасмах перетвориться в смуговий, що обумовлює зменшення внутрішніх контактних напружень, підвищує міцність і сприятливо впливає на працездатність сталевих канатів (див. рис. 2.1, е).

5. *За матеріалом осердя:* з крученим осердям з рослинних (коноплі, джут, кенаф, манила сизаль та ін.) або синтетичних волокон (див. рис. 2.1, б–ж) – органічне осердя (ОС), з крученим осердям з канатних дротів – металеве осердя (МС).

6. *За способом звивання:* не розкручуються (Н), розкручуються.

7. *За ступенем зрівноваження:* рихтовані – Р, не рихтовані.

8. *У напрямку звивання:* правого (П) і лівого (Л). Напрямок визначають за напрямом звивання пасм зовнішнього шару канатів подвійного звивання. У канатів правого звивання елементи розташовуються праворуч вниз наліво (див. рис. 2.1, и–л), а у канатів лівого звивання навпаки – зліва вниз направо.

9. *За поєднанням напрямів звивання елементів канату та його елементів в канатах подвійного і потрійного звивання:* хрестового звивання – з протилежними напрямками звивання (див. рис. 2.1, к); однобокого звивання (О) з однаковим напрямком звивання дроту і пасем в канаті (див. рис. 2.1, и); комбінованого (К) – з поєднанням зазначених напрямків звивання (див. рис. 2.1, л).

10. *За ступенем звивистості:* звивисті (з однаковим напрямком звивання дротів у канатах одинарного звивання, пасем або стренг) і малозвивисті (багатошарові багаторядні та одинарного звивання із протилежним напрямком звивання елементів за шарами – МК).

11. *За механічними властивостями:* марок ВК, В, І.

12. *За видом покриття поверхні дротів:* зі світлого дроту (без покриття) для легких умов експлуатації, з дроту з тонким шаром цинкового покриття (оцинковані) для середніх умов експлуатації (С) в агресивних середовищах, з дроту, з цинковим покриттям середньої товщини для жорстких умов експлуатації (Ж) та з дроту з товстим шаром покриття для особливо жорстких умов експлуатації (ОЖ).

13. *За призначенням:* вантажолюдські (марок ВК, В – ГЛ) та вантажні (Г). Для підйому людей та небезпечних вантажів типу розплавленого металу застосовують тільки канати ГЛ, звиті обов'язково з дротів вищих марок В та ВК.

14. *За точністю виготовлення:* підвищеної – Т, нормальної.

Умовне позначення канату повинно містити: діаметр, призначення, марку, вид покриття, напрямок звивання, ступінь звивистості, маркувальну групу і номер відповідного стандарту. Наприклад, умовне позначення:

Канат 39,5-Г-1-0-Р-1764 (180) ГОСТ 7668–80

– канат діаметром 39,5 мм, вантажного призначення, з дроту першої марки, без покриття, правого однокотеного звивання, розкручується, з маркувальною групою дротів 1764 МПа; ГОСТ 7668–80 відповідає конструкції каната 6×36 + 1 о.с. – подвійного звивання з 6 пасем по 36 дротів в кожному пасмі з одним органічним осердям.

У механізмах вантажопідйомних кранів набули поширення канати подвійного звивання з органічним осердям таких конструкцій: ЛК-Р0 6×36 + 1 о.с. за ГОСТ 7668–80, ЛК-36×25 + 1 о.с. за ГОСТ 7665–80, ТЛК-06×37 + 1 о.с. за ГОСТ 3079–80 і ЛК-Р6×19 + 1 о.с. за ГОСТ 2688–80.

Міцність сталевих канатів оцінюють за розривним зусиллям, яке слід прикласти до канату під час випробування, щоб довести його до розриву.

Термін служби канату залежить від числа його перегинів в процесі експлуатації. Багаторазові перегини при набіганні на блок або барабан, випрямлення під час сходження з них і, особливо, зміна напрямків перегинів є причинами розриву дротів канату. Ці руйнування відбуваються внаслідок втоми металу. Вихід з ладу канату визначають за числом обірваних дротів. Залежно від типу канату за правилами Державного Комітету з нагляду за безпечним веденням робіт у промисловості і з гірничого нагляду (Держгіртехнагляд) число цих дротів не може бути більшим 5...10 % від їх загального числа.

Для зменшення вигину канату слід визначити мінімальне співвідношення між діаметром обраного канату і діаметром блока (барабана):

$$D_g \geq d_k \cdot e, \quad (2.1)$$

де D_g – діаметр блока або барабана, виміряний по середній лінії навиготого канату, мм; d_k – діаметр канату, мм; e – коефіцієнт, що приймається залежно від групи режиму роботи механізму та типу вантажопідйомної машини ($e = 16...30$). Діаметр канату вимірюють штангенциркулем в ненавантаженому стані на відстані не менше 5 м від кінця канату (рис. 2.3).

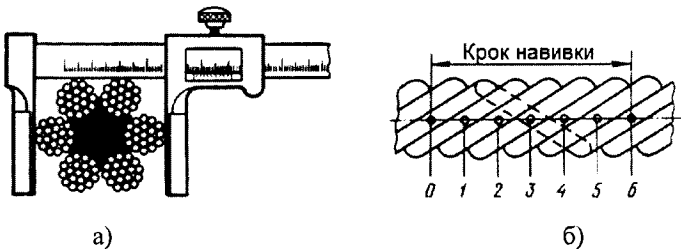


Рисунок 2.3 – Вимірювання параметрів сталевго канату:
а – діаметра; б – довжини кроку сукання пасом в канаті;
0–6 – номери пасм

Кроком звивання пасма в канаті називають довжину останньої ділянки, за яку пасмо робить повний оберт навколо поздовжньої осі канату. Довжину кроку звивання пасма в канаті визначають таким чином: на поверхню пасма наносять мітку «0», від якої уздовж осі канату (в обидва напрямки) відраховують кількість пасом, відповідно до конструкції канату, наприклад, 6 для шестипасемного канату (наносять мітку «б»). Відстань між зазначеними мітками є довжиною звивання пасом в канаті (див. рис. 2.3). Канат повинен мати рівномірний крок звивання пасом за всією довжиною, а довжина кроку звивання повинна відповідати рекомендованій за ГОСТ 3241–91. Довжину кроку звивання канату перевіряють лінійкою з точністю до 1,0 мм на відстані не менше 5 м від кінця канату, за середнім арифметичним значенням (слід виконати не менше трьох вимірів).

Пасма канату не повинні бути перекручені, мати заломы і виступаючі драти. На поверхні дратів не повинно бути тріщин, розшарувань, вм'ятин, надрізів і слідів корозії, що перевищують за розміром половину допустимого за ГОСТ 7372–79. Критерієм для оцінювання стану канату прийнято вважати число обривів дратів в зовнішніх шарах пасом на довжині одного кроку звивання (табл. 2.1) з коригуванням залежно від поверхневого зношування або корозії дратів (табл. 2.2).

Таблиця 2.1 – Критерії оцінювання стану канату

Значення коефіцієнта за- пасу міцності канату за вста- новленим співвідношенням D/d	Конструкція канату							
	$6 \times 19 = 114 + 1_{о.с}$		$6 \times 37 = 22 + 1_{о.с}$		$6 \times 61 = 366 + 1_{о.с}$		$18 \times 18 = 342 + 1_{о.с}$	
	Напрямок звивання канату							
	хрестове	одностороннє	хрестове	одностороннє	хрестове	одностороннє	хрестове	одностороннє
	Число пошкоджених дратів на довжину одного кроку звивання канату							
До 6	12	6	22	11	36	18	36	18
6..7	14	7	26	13	38	19	38	19
Більше 7	16	8	30	15	40	20	40	20

Якщо число обривів дратів на довжину одного кроку звивання не досягло норми бракування або якщо є допустимий поверхневий знос дратів, то такий сталевий канат може бути допущений до подальшої експлуатації за умови ретельного огляду його стану.

Таблиця 2.2 – Коректування поверхні внаслідок зношування канату

Зменшення діаметра дротів в результаті зносу або корозії, %	Число обривів дротів на довжині одного кроку звивання канату, у % від норми браку, наведеної в табл. 1.1
10	85
15	75
20	70
25	60
30 і більше	50

2.3 Порядок виконання роботи

1. Конструкцію сталевих канатів вивчають на двох зразках канатів, які видаються студенту за вказівкою викладача.

2. За допомогою штангенциркуля вимірюють крок звивання та діаметр дротів. Визначають кількість пасом, кількість дротів в пасмі та вид осердя.

3. За стандартом на канат складають повне його позначення, використовуючи таку структурну схему умовного позначення канату:

Канат ТК-40-ГЛ-1800-ОЖ-Л-0-Р-В ГОСТ 3071–88 (приклад)

Канат	ТК	40	ГЛ	1800	ОЖ	Л	0	Р	В
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10

1 – назва виробу (канат ТК; ТЛК; ЛК-О; ЛК-3; ЛК-РО);

2 – діаметр канату, мм;

3 – позначення призначення канату (ГЛ, Г);

4 – позначення марки (механічні властивості дротів);

5 – позначення виду покриття поверхні дротин (–, ОЖ, Ж, С);

6 – позначення направленості звивання пасма (–, Л);

7 – позначення сполученості направленості звивання елементів канату (–, О, К);

8 – позначення способу звивання канату (Н, Р);

9 – група дроту;

10 – позначення стандарту та вибраний тип канату.

2.4 Зміст звіту

1. Мета роботи та стислі теоретичні відомості.

2. Опис кожної конструкції канату із зазначенням сфери їх використання.

3. Результати вивчення конструкції канату занести у таблицю 2.3.

2.5 Висновок

Таблиця 2.3 – Результати вивчення конструкцій канату

	Параметри канату	Зразок № 1	Зразок № 2
1	Схема поперечного перерізу канату		
2	Кратність звивання (одинарна, подвійна)		
3	Вид звивання (Р або Н)		
4	Напрямок звивання пасом (П або Л)		
5	Рід звивання (ТК, ТЛК, ЛК)		
6	Діаметр (мм) та кількість (шт.) дротів в пасмі		
7	Осердя в пасмі (органічне, металеве, азбестове, синтетичне)		
8	Кількість пасом у канаті		
9	Діаметр канату, мм		
10	Крок звивання пасма, мм		
11	Номер стандарту на канат та його позначення за стандартом		
12	Загальне зусилля на розтягування всіх дротів у канаті F при $\sigma_b = 1800$ МПа		
13	Зусилля для руйнування канату $[F]$ при $\sigma_b = 1800$ МПа за стандартом		

Контрольні запитання до лабораторної роботи

1. За якими ознаками класифікуються канати?
2. Що таке формула каната і його умовне позначення?
3. Як визначається максимально допустима розривна сила каната?
4. За якими ознаками вибраковуюються канати?
5. Опишіть послідовність підбору канатів.
6. Які фактори впливають на міцність канату?
7. За яким параметром визначають міцність канату?

Рекомендована література

1. Гайдамака В. Ф. Грузоподъёмные машины / В. Ф. Гайдамака – К. : Вища школа, 1989. – 328 с.

2. Иванченко Ф. К. Расчёты грузоподъёмных и транспортирующих машин / Ф. К. Иванченко, В. С. Бондарев, Н. П. Колесник, В. Я. Барабанов – Киев : Вища школа, 1978. – 576 с.

3. Канаты стальные. Технические условия : ГОСТ 3241–91. – [Введ. 1993-01-01] – М. : Издательство стандартов, 1991. – 18 с.

4. Канаты из полимерных материалов и комбинированные : ГОСТ 30055–93 [Введ. 1995-01-01] – М. : Издательство стандартов, 1994. – 69 с.

5. Канат тройной свивки типа ЛК-Р конструкции $6 \times 7 \times 19 (1+6+6/6)+1$ о.с. Сортамент : ГОСТ 3089–80 [Введ. 1982-01-01] – М. : Издательство стандартов, 1980. – 4 с.

6. Канаты стальные авиационные. Технические условия : ГОСТ 2172–80 [Введ. 1982-01-01] – М. : Издательство стандартов, 1980. – 8 с.

7. Канат двойной свивки типа ТК конструкции $6 \times 37 (1+6+12+18)+1$ о.с. Сортамент : ГОСТ 3071–88 [Введ. 1990-07-01] – М. : Издательство стандартов, 1988. – 3 с.

8. Канат двойной свивки типа ЛК-О конструкции $6 \times 19 (1+9+9)+1$ о.с. Сортамент : ГОСТ 3077–80 [Введ. 1982-01-01] – М. : Издательство стандартов, 1980. – 10 с.

9. Канат двойной свивки типа ТЛК-О конструкции $6 \times 37 (1+6+15+15)+1$ о.с. Сортамент : ГОСТ 3079–80 [Введ. 1982-01-01] – М. : Издательство стандартов, 1980. – 9 с.

10. Канат двойной свивки типа ЛК-О конструкции $6 \times 19 (1+9+9)+7 \times 7 (1+6)$ о.с. Сортамент : ГОСТ 3081–80 [Введ. 1982-01-01] – М. : Издательство стандартов, 1981. – 9 с.

11. Канат двойной свивки типа ЛК-З конструкции $6 \times 25 (1+6; 6+12)+1$ о.с. Сортамент : ГОСТ 7665–80 [Введ. 1982-01-01] – М. : Издательство стандартов, 1980. – 4 с.

12. Канат двойной свивки типа ЛК-З конструкции $6 \times 25 (1+6; 6+12)+7 \times 7 (1+6)$ о.с. Сортамент : ГОСТ 7667–80 [Введ. 1982-01-01] – М. : Издательство стандартов, 1980. – 4 с.

13. Канат двойной свивки типа ЛК-РО конструкции $6 \times 36 (1+7+7/7+14)+1$ о.с. Сортамент : ГОСТ 7668–80 [Введ. 1982-01-01] – М. : Издательство стандартов, 1980. – 11 с.

14. Канат двойной свивки типа ЛК-РО конструкции $6 \times 36 (1+7+7/7+14)+7 \times 7 (1+6)$ о.с. Сортамент : ГОСТ 7669–80 [Введ. 1982-01-01] – М. : Издательство стандартов, 1980. – 11 с.

15. Канат двойной свивки типа ЛК-Р конструкции $6 \times 19 (1+6+6/6)+7 \times 7 (1+6)$ о.с. Сортамент : ГОСТ 14954–80 [Введ. 1982-01-01] – М. : Издательство стандартов, 1980. – 13 с.

ВИВЧЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ ЗУБЧАСТОГО ЦИЛІНДРИЧНОГО ДВОСТУПІНЧАСТОГО РЕДУКТОРА

3.1 Мета роботи

Ознайомитись з конструкціями зубчастих циліндричних одно- та двоступінчастих редукторів і визначити основні параметри зубчастих передач.

3.2 Теоретичні відомості

Редуктор – це механізм, що служить для зниження кутових швидкостей і збільшення обертальних моментів. Зубчасті редуктори виготовляються в вигляді окремих агрегатів, які працюють в мастильній ванні та складаються з зубчастих або черв'ячних передач, розміщених в закритому корпусі.

Редуктори мають широке застосування в різних галузях народного господарства, особливо в таких, як підйомно-транспортне, металургійне, хімічне машинобудування та суднобудування. Зубчасті редуктори – це невід'ємна складова частина багатьох машин.

В редукторах, крім зубчастих та черв'ячних передач, є багато інших типових деталей, наприклад, вали, підшипники, корпусні деталі, змащувальні пристрої, болтові, шпонкові та штифтові з'єднання, ущільнення тощо. Враховуючи сказане, можна зробити висновок: вивчення конструкцій редукторів має велике інженерно-пізнавальне значення, що дозволяє більш глибоко зрозуміти основні принципи конструювання машин.

Основні параметри циліндричних редукторів – це обертальний момент на тихохідному валу, передаточне число, міжосьова відстань та ККД.

3.3 Класифікація та типові компоновальні схеми редукторів

Редуктори класифікуються за такими основними ознаками:

- 1) за типом передач – зубчасті, черв'ячні та зубчато-черв'ячні;
- 2) за числом ступенів – одно-, дво-, три- та багатоступеневі;
- 3) за типом зубчастих коліс – циліндричні (з прямим, косим та шевронним зубцем), конічні (з прямим та криволінійним зубцем), конічно-циліндричні, планетарні (мають у своєму складі зубчасті колеса з осями, що переміщуються) та хвильові;
- 4) за розташуванням валів в просторі – горизонтальні, вертикальні та похилі.

Редуктори, побудовані з циліндричних прямозубих, косозубих та шевронних зубчастих передач, називаються циліндричними. Ці редуктори забезпечують передачу обертового руху між паралельними валами.

За малих загальних передаточних відношень застосовують одноступеневі редуктори (рис. 3.1, а) з діапазоном передаточних чисел від 1,6 до 8 (циліндричні редуктори) та від 1 до 6,3 (конічні редуктори). Значно ширше розповсюджені двоступеневі циліндричні редуктори, які можуть компоуватись за схемами: розгорнутою (рис. 3.1, б), співвісною (рис. 3.1, в) та з роздвоєним швидкохідним ступенем (рис. 3.1, г).

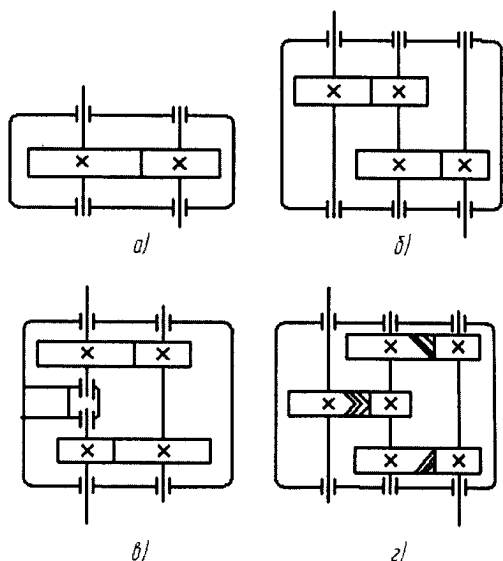


Рисунок 3.1 – Принципові схеми циліндричних зубчастих редукторів

Редуктори за розгорнутою схемою (рис. 3.1, б) конструктивно та технологічно найбільш прості, що й обумовлює їхнє широке розповсюдження в різних галузях. Вони мають найменшу ширину та легко уніфікуються, але несиметричне розташування коліс на валах відносно опор призводить до нерівномірного розподілу навантаження за довжиною зубця та між підшипниками опор. Цей недолік ускладнює припрацювання загартованих до високої твердості зубчастих коліс.

Для покращання умов роботи найбільш навантаженого тихохідного ступеня застосовують редуктори з роздвоєним швидкохідним ступенем (рис. 3.1, в). Рівномірне навантаження обох зубчастих пар швидкохідного ступеня досягається виконанням їх косозубими з однаковим кутом нахилу зубця, але з різним напрямом відносно твірної діляльного циліндра.

Один вал (вал шестерень) роздвоєного ступеня встановлюють на підшипниках, що допускають осьове самовстановлення. Редуктори з роздвоєним швидкохідним ступенем мають меншу масу (приблизно на 20 % легші від редукторів за розгорнутою схемою) та більш компактні, але трудомісткість їх виготовлення більш висока. Застосовуються такі редуктори в машинах, що працюють з великими перевантаженнями.

У випадках, коли за умовами компоновання механічного приводу необхідна співвісність ведучого та веденого валів, використовують співвісні редуктори (див. рис. 3.1, г), які мають малі габарити за довжиною. Цей тип редукторів за масою та вартістю близький до редукторів, виконаних за роздвоєною схемою, але має більшу ширину і меншу технологічність. Змащення підшипників, розміщених всередині корпусу, дещо ускладнене. Двоступеневі циліндричні редуктори застосовують в діапазоні передаточних чисел від $U_{min} = 6,3$ до $U_{max} = 63$.

3.4 Пристрої, прилади, інструменти та наочні посібники, необхідні для виконання роботи

3.4.1 Циліндричні одно- та двоступеневі редуктори.

3.4.2 Зубомір, штангенциркуль, металеві лінійки, гайкові ключі, викрутки.

3.4.3 Плакати «Типові схеми редукторів» та «Підшипникові вузли редукторів».

3.5 Описання конструкції редуктора

Лабораторна робота виконується на базі двоступеневих циліндричних редукторів типу Ц2У [3]. На рис. 3.2 зображена конструкція двоступеневого редуктора Ц2У-160 ГОСТ 20758–75.

Примітка. Викладач може запропонувати для вивчення інші типи циліндричних редукторів.

Редуктор складається з чавунного корпусу 1, в якому розміщені швидкохідна та тихохідна передачі (ступені). Шестерня 2 швидкохідної передачі виконана як одне ціле з швидкохідним валом 3 (шестерня-вал). Колесо 4, спряжене з шестернею 2, встановлене на валові-шестерні 5 (проміжний вал) тихохідного ступеня. Колесо 6 тихохідної передачі за допомогою шпонкового з'єднання та розмірної втулки 7 кріпиться на тихохідному валу 8 редуктора. Зубчасті колеса 4 та 6 ступенів редуктора в осьовому напрямі фіксуються на валах 5 і 8 буртиками та розмірними втулками, які іншими своїми торцями впираються у внутрішні кільця підшипників кочення.

В редукторі Ц2У-160 застосовуються конічні роликпідшипники 10, 11 та 12. Попередній натяг підшипників здійснюється за допомогою спеціальних регульовальних гвинтів 13 через натискні шайби 14. В потрібному положенні гвинти 13 стопоряться замками 15 та 16. Отвори розточок в корпусі 1 та кришці 17 редуктора закриваються закладними кришками 18 і 23.

Кришки 18 та 23 мають отвори, через які виходять кінці швидкохідного та тихохідного валів. В розточках кришок 18 та 23, як правило, розташовують ущільнювальні пристрої, призначення яких захищати порожнину редуктора від забруднення із зовнішнього середовища та унеможлилювати витікання мастила через кільцеві зазори між валами та отворами в кришках.

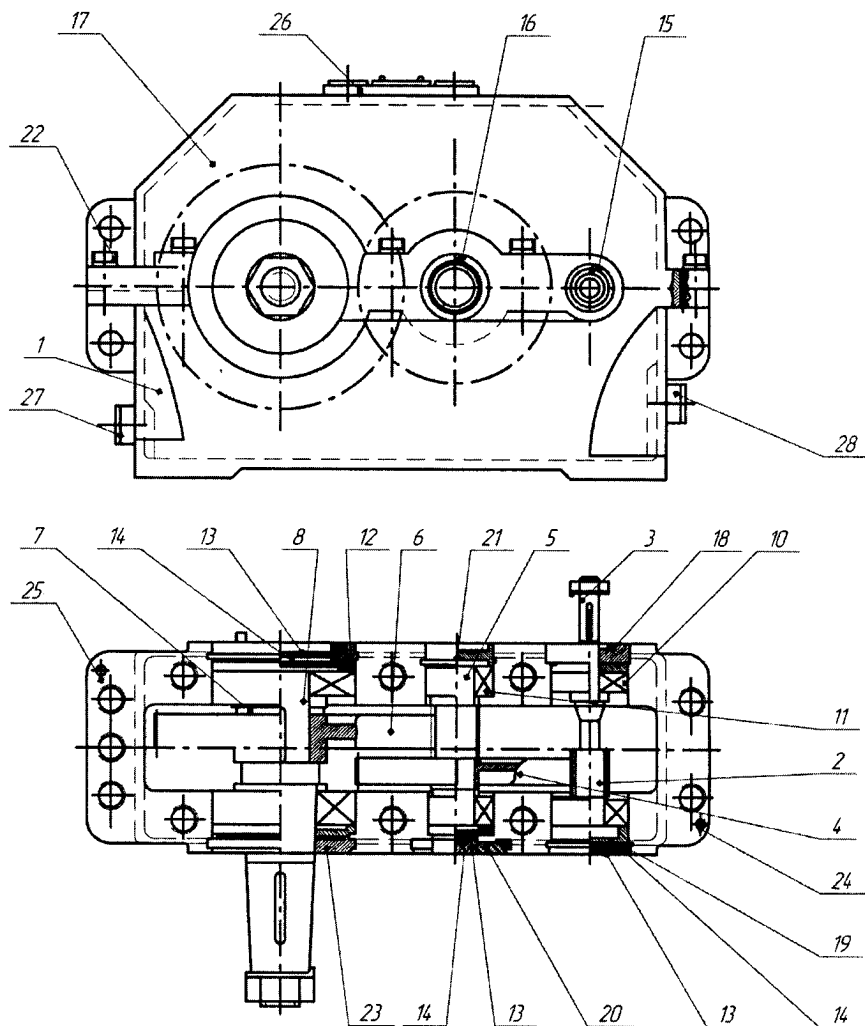


Рисунок 3.2 – Конструкція двоступінчастого редуктора Ц2У-160

В редукторі Ц2У-160 ущільнення валів досягається за рахунок гарантованого малого зазору між валом та отвором в кришці. Для ущільнення валів редукторів використовуються також армовані гумові манжети, а отвори розточок для встановлення підшипників валів можуть закриватись фланцевими кришками, які кріпляться до корпусу редуктора гвинтами.

Розточування отворів під підшипники в корпусі 1 та кришці 17 виконують в зборі. З цієї метою положення кришки 17 відносно корпусу 1 фіксують двома штифтами 24 та 25 (циліндричними або конічними), які розміщують на фланці корпусу 1 діагонально, по можливості, на найбільшій відстані один від одного, в цьому випадку кришка 17 та корпус 1 стягуються гвинтами 22.

Мастило в картер редуктора заливається через отвір, розміщений в верхній частині кришки 17. Отвір закривається кришкою 26. Зливають мастило через отвір в нижній частині корпусу 1, який закривається пробкою 27. Рівень мастила контролюється за допомогою пробки 28.

3.6 Конструкція корпусів редукторів

Корпус редуктора призначений для забезпечення правильного взаємного розташування з'єднаних деталей, сприйняття навантажень, що діють в редукторі, служить для захисту деталей від забруднення, організації системи змащення та відведення теплоти.

Основними критеріями працездатності корпусу є міцність і жорсткість. Для збільшення жорсткості корпусу в місцях установлення підшипників передбачають напливи (бобишки) та ребра жорсткості.

Корпус редуктора виконують рознімним по площині розташування осей валів, що забезпечує зручність збирання редуктора. Площину роз'єму для простоти оброблення розташовують, як правило, паралельно площині основи.

3.7 Деталі й вузли редукторів

З'єднання кришки корпусу з основою забезпечується болтами, поставленими з зазором (рис. 3.3, а, б), гвинтами (рис. 3.3, в) або шпильками. З метою точного взаємного розташування частин корпусу використовують конічні або циліндричні штифти (рис. 3.3, г, д). Конічні штифти, що встановлюються в глухі отвори, повинні мати внутрішню нарізку (рис. 3.3, д) або нарізку цапфу для виймання штифта під час розбирання редуктора.

Болти, що стягують бобишки для гнізд підшипників, розташовують якомога ближче до підшипників.

Для усунення витікання мастила через стик кришки та корпусу площину роз'єму покривають спеціальною пастою (герметиком), спиртовим лаком або рідким склом з подальшим затягуванням болтів. Застосування ущільнювальних прокладок не допускається, оскільки їхня деформація під

час затягування болтів *не дозволяє* забезпечити точність розмірів отворів під підшипники.

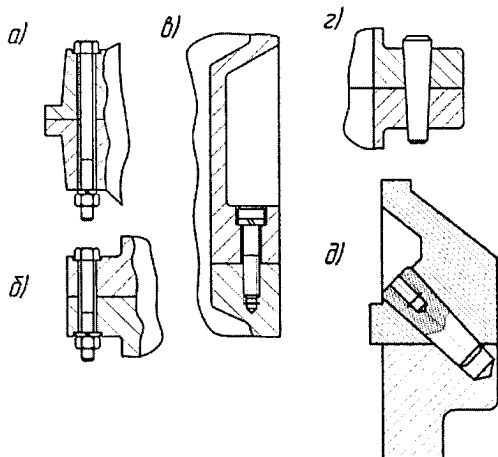


Рисунок 3.3 – Приклади з'єднань кришки з корпусом редуктора

Для полегшення відділення склеєних корпусних деталей під час розбирання редуктора використовують відтискні гвинти (на рис 3.2 умовно не показані).

Для піднімання редуктора на його корпусі та кришці передбачені напиви-захоплювачі з отворами для гака.

Кришки, що закривають підшипники, виконують торцевими (рис. 3.4, а) і закладними (рис. 3.4, б). Приєднувальні кришки зручніші в експлуатації, оскільки забезпечують доступ до окремих підшипників для огляду без розбирання редуктора. Закладні кришки спрощують конструкцію, знижують масу редуктора, більш естетичні, однак їх застосування можливе лише за наявності роз'ємної конструкції редуктора.

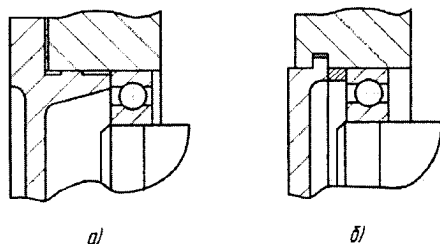


Рисунок 3.4 – Види підшипникових кришок циліндричних редукторів

3.8 Змащування зубчастих передач редукторів

Змащування всіх пар тертя редуктора здійснюється з загальної мастильної ванни. Передачі змащуються зануренням, а підшипники – розбризкуванням. Як мастило використовують оливи типу «Індустріальне І-20А», «Індустріальне І-30А».

У процесі роботи мастило забруднюється продуктами зношення, властивості мастила з часом погіршуються. Тому залите в корпус редуктора мастило періодично міняють, зливаючи його, а редуктор промивають і заливають свіже мастило. Заливають через люк в кришці корпусу, а зливають через нарізний отвір в його нижній частині. Зливний отвір закривають пробкою з циліндричною (рис. 3.5, а) або конічною нарізкою (рис. 3.5, б). Для забезпечення надійності ущільнення під пробку з циліндричною нарізкою встановлюють ущільнювальну прокладку. Пробка з конічною нарізкою додаткового ущільнення не потребує.

Рівень мастила в корпусі редуктора визначають за допомогою мастиловказівника. За тривалої роботи мастило і повітря в редукторі нагріваються, внаслідок чого підвищується тиск усередині корпусу, що призводить до просочування мастила через ущільнення та стики. З метою вирівнювання тиску використовують віддушини (рис. 3.6).

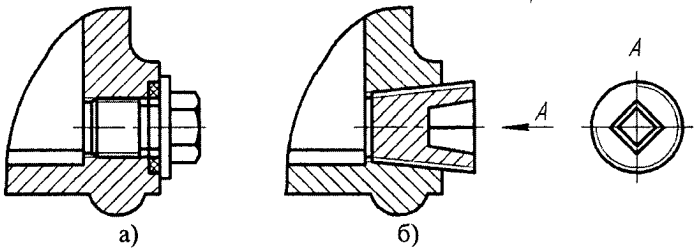


Рисунок 3.5 – Зливний отвір з пробкою з циліндричною а) та конічною б)нарізками

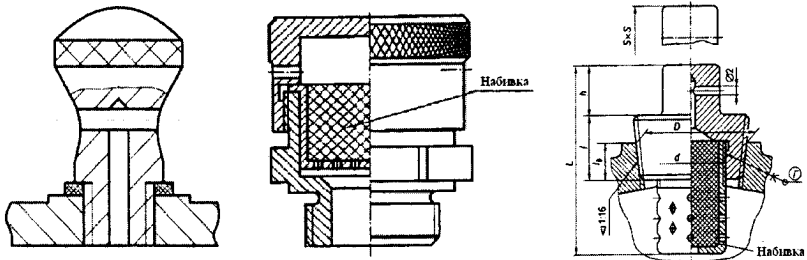


Рисунок 3.6 – Конструктивні виконання віддушин

3.9 Порядок виконання лабораторної роботи

3.9.1 Вивчити за описанням будову редуктора та конструкцію його деталей. Ознайомитись зі змістом звіту з лабораторної роботи.

3.9.2 Визначити габаритні та приєднувальні розміри редуктора. Результати записати в таблицю 3.1.

3.9.3 Відкрутити гвинти кріплення кришки редуктора до корпусу та зняти кришку.

3.9.4 Виміряти, по можливості як найточніше, міжосьові відстані швидкохідного $a_{w(u)}$ та тихохідного $a_{w(m)}$ ступенів редуктора. Результати цих вимірювань і всіх наступних занести в табл. 3.1.

3.9.5 Виміряти ширину зубчастих коліс обох ступенів $b_{w2(u)}$ та $b_{w2(m)}$.

3.9.6 Витягнути з корпусу швидкохідний, проміжний і тихохідний вали.

3.9.7 Вивчити конструкцію корпусу, кришки, зубчастих коліс, валів, кришок підшипників та інших деталей.

3.9.8 Визначити тип та розміри підшипників, на яких установлені вали редуктора.

3.9.9 Виміряти діаметри вершин зубців d_a всіх коліс редуктора.

3.9.10 Підрахувати число зубців z всіх коліс редуктора.

3.9.11 Визначити передаточні числа швидкохідного та тихохідного ступенів за формулами:

$$U_u = \frac{z_{2(u)}}{z_{1(u)}}; U_m = \frac{z_{2(m)}}{z_{1(m)}}, \quad (3.1)$$

де $z_{1(m)}, z_{2(m)}, z_{1(u)}, z_{2(u)}$ – число зубців шестерні та колеса, відповідно, швидкохідного та тихохідного ступенів редуктора.

3.9.12 Розрахувати ділильні діаметри шестерні за виразами:

$$d_{1(u)} = \frac{2a_{w(u)}}{U_u + 1}; d_{1(m)} = \frac{2a_{w(m)}}{U_m + 1}. \quad (3.2)$$

3.9.13 Визначити нормальний модуль зубців кожного ступеня та округлити його до значень, вказаних в ГОСТ 9583–60:

$$m_{n(u)} = 0,5(d_{a_1(u)} - d_{1(u)}); m_{n(m)} = 0,5(d_{a_1(m)} - d_{1(m)}). \quad (3.2)$$

3.9.14 Визначити кут нахилу лінії зубців за залежностями:

$$\cos \beta_{(u)} = \frac{m_{n(u)} z_{1(u)} (U_u + 1)}{(2a_{w(u)})}; \quad (3.3)$$

$$\cos \beta_{(m)} = \frac{m_{n(m)} z_{1(m)} (U_m + 1)}{2 a_{w(m)}}. \quad (3.4)$$

3.9.15 Розрахувати коефіцієнт відносної ширини зубчастих коліс за формулами:

$$\psi_{bd(u)} = \frac{b_{w2(u)}}{d_{1(u)}}; \quad \psi_{bd(m)} = \frac{b_{w2(m)}}{d_{1(m)}}. \quad (3.5)$$

3.9.16 Визначити торцевий модуль зубців кожного ступеня за формулами:

$$m_{t(u)} = \frac{m_{n(u)}}{\cos \beta_{(u)}}; \quad m_{t(m)} = \frac{m_{n(m)}}{\cos \beta_{(m)}}. \quad (3.6)$$

3.9.17 Підготувати звіт з лабораторної роботи.

3.10 Зміст звіту

3.10.1 В звіті відображається мета лабораторної роботи, основні теоретичні відомості, що повинні супроводжуватись необхідними ілюстраціями.

3.10.2 Результати вимірювань габаритних та приєднувальних розмірів записати в таблицю 3.1.

3.10.3 Результати вимірювань та розрахунків параметрів зубчастих передач записати в таблицю 3.2.

3.10.4 Навести короткий опис конструкції корпусу та процесу складання редуктора.

3.10.5 Дати короткий опис способу регулювання підшипників з вказуванням їхнього типу.

3.10.6 Навести опис способу змащування зубчастих передач і підшипників.

3.10.7 Описати будову пристроїв для заливання та контролю рівня мастила.

Таблиця 3.1 – Результати вимірювань габаритних і приєднувальних розмірів

Параметри		Значення, мм
Габаритні розміри		
1.	Довжина, ширина, висота ($l \times B \times H$)	
Приєднувальні розміри		
2.	Діаметр швидкохідного вала, $d_{ш}$	
3.	Довжина виступаючого кінця швидкохідного вала, $l_{ш}$	
4.	Розміри шпонки на виступаючому кінці швидкохідного вала, $b \times h \times l$	
5.	Діаметр тихохідного вала, $d_{т}$	
6.	Довжина виступаючого кінця тихохідного вала, $l_{т}$	
7.	Розміри шпонки на виступаючому кінці тихохідного вала, $b \times h \times l$	
8.	Висота осі обертання валів редуктора, H_0	
9.	Діаметр отворів в опорному фланці редуктора під фундаментні болти, $d_{ф}$	
10.	Відстань між осями отворів під фундаментні болти	
11.	Розмір основи корпусу редуктора	

Таблиця 3.2 – Результати вимірювань і розрахунків параметрів зубчастих передач

Параметри	Швидкохідний ступінь	Тихохідний ступінь
1. Число зубців шестерні, z_1		
2. Число зубців колеса, z_2		
3. Передаточне число ступеня, $U_{ш}(U_{т})$		
4. Передаточне число редуктора, $U_p = U_{ш} \cdot U_{т}$		
5. Міжосьова відстань, a_w (мм)		
6. Ширина колеса, b_{w2} (мм)		
7. Коефіцієнт відносної ширини зубчастих коліс, ψ_{bd}		
8. Модуль нормальний, m_n (мм)		
9. Модуль торцевий, m_t (мм)		

Контрольні питання

1. Швидкість ковзання. Її визначення.
2. Основні помилки виготовлення зубчастих коліс.
3. Норми точності зубчастих коліс.
4. Формула Герца для розрахунку зубчастих передач за контактними напруженнями σ_H .
5. Критерії працездатності зубчастих передач.
6. Основні види пошкодження зубців коліс.
7. Розрахункове навантаження в зубчастій циліндричній передачі.
8. Коефіцієнт концентрації навантаження K_{HB} .
9. Коефіцієнт внутрішнього динамічного навантаження $K_{H\gamma}$.
10. Чи залежить значення контактних напружень від модуля і числа зубців? Пояснити.
11. Умова застосування дрібномодульних та крупномодульних зубчастих коліс.
12. Чи залежить коефіцієнт форми зубця Y_{FS} від модуля чи від числа зубців?
13. За якою формулою розраховується коефіцієнт осьового перекриття для косозубих циліндричних коліс?
14. Співвідношення між коловим і нормальним модулем в косозубому зачепленні.
15. Сили в зачепленні косозубих коліс.
16. Кут нахилу зубців в косозубих колесах.
17. Чим відрізняється розрахункова залежність $\sigma_H \leq \sigma_{HP}$ (σ_{HP} – допустиме контактне напруження) для косозубих коліс порівняно з прямозубими?
18. Навантажувальна здатність прямозубих, косозубих і конічних коліс. Для яких зубчастих коліс вона більша та чому?
19. Чим відрізняються розрахункові залежності $\sigma_H \leq \sigma_{HP}$ в конічних і циліндричних прямозубих передачах?
20. Що розуміють під поняттям еквівалентні зубчасті колеса для косозубих циліндричних і кривозубих конічних передач?

Література

1. Решетов Д. Н. Детали машин : учеб. для студентов машиностроительных и механических специальностей вузов / Д. Н. Решетов – [4-е изд., перераб. и доп.]. – М. : Машиностроение, 1989. – 496 с.

2. Чернілевський Д. В. Технічна механіка. кн. 4. Деталі машин : підручник / Чернілевський Д. В., Павленко В. С., Любін М. В. ; за ред. Д. В. Чернілевського. – К. : НМК ВО, 1992. – 360 с.

3. Анурьев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя : в 3-х томах. / В. И. Анурьев ; под ред. И. Н. Жестковой. – [8-е изд., перераб. и доп.]. – М. : Машиностроение, 2001 : Т. 2. – 864 с.

4. Обертюх Р. Р. Ущільнення та мащення вузлів тертя машин / Р. Р. Обертюх, Р. Д. Іскович-Лотоцький. – Київ : ІСДО, 1994. – 168 с.

ВИВЧЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ ЧЕРВ'ЯЧНОГО РЕДУКТОРА

4.1 Мета роботи

Ознайомитись з конструкціями черв'ячних редукторів та визначити основні параметри черв'ячного зачеплення.

4.2 Теоретичні відомості

Черв'ячні редуктори застосовують в випадках, коли необхідно забезпечити великі передаточні відношення за малих габаритів механічного приводу. Найбільш розповсюджені одноступеневі черв'ячні редуктори, які виготовляють з передаточними числами $U = 8...80$. Якщо, згідно зі службовими вимогами до приводу, необхідні більші передаточні відношення, то використовують двоступеневі черв'ячні редуктори або зубчасто-черв'ячні редуктори.

Одноступеневі черв'ячні редуктори можуть виготовлятися за нижчезказаними схемами:

- 1) з розташуванням черв'яка над колесом (рис. 4.1, а);
- 2) з розташуванням черв'яка під колесом (рис. 4.1, б);
- 3) з боковим розміщенням черв'яка, вісь якого горизонтальна, а колесо має вертикальну вісь (рис. 4.1, в);
- 4) черв'як з вертикальною віссю, розташований збоку від колеса з горизонтальною віссю (рис. 4.1, г).

Під час вибору схеми редуктора керуються вимогами до службового призначення механічного приводу та його компонування. Конструкція черв'ячного редуктора з верхнім розташуванням черв'яка (рис. 4.1, а) застосовується при великих швидкостях черв'яка, оскільки в такому редукторі найменші динамічні втрати через малу частоту обертання колеса. Зачеплення в такій передачі змашується зануренням, а підшипники черв'яка і колеса – за рахунок розбризкування мастила або окремо від зачеплення пластичними мастилами. До переваг черв'ячних редукторів з верхнім розташуванням черв'яка слід також віднести меншу ймовірність потрапляння в зачеплення продуктів зношування передачі. Недолік редукторів з верхнім розміщенням черв'яка порівняно з редукторами з нижнім розташуванням черв'яка – більша теплонапруженість. При колових швидкостях черв'яка $V = 4...5$ м/с [1] доцільно використовувати редуктори з нижнім розташуванням черв'яка (рис. 4.1, б), які за рахунок занурення черв'яка в мастило (до осі) допускають передачу більшої потужності за критерієм нагрівання, але при великих швидкостях в редукторах цієї схеми зростають гідродина-

мічні втрати потужності. Через розташування рівня мастила в картері редукторів цього типу на висоті осі черв'яка збільшується ймовірність витікання мастила, що змушує ускладнювати конструкцію ущільнень вала черв'яка.

Редуктори з боковим розміщенням черв'яка (рис. 4.1, в, г) застосовують лише в технічно обґрунтованих випадках через утруднене змащення підшипників вертикальних валів та утримання мастила від витікання. Крім перерахованих недоліків редукторів цього типу, вони мають технологічно більш складну конструкцію черв'ячних коліс і корпусів.

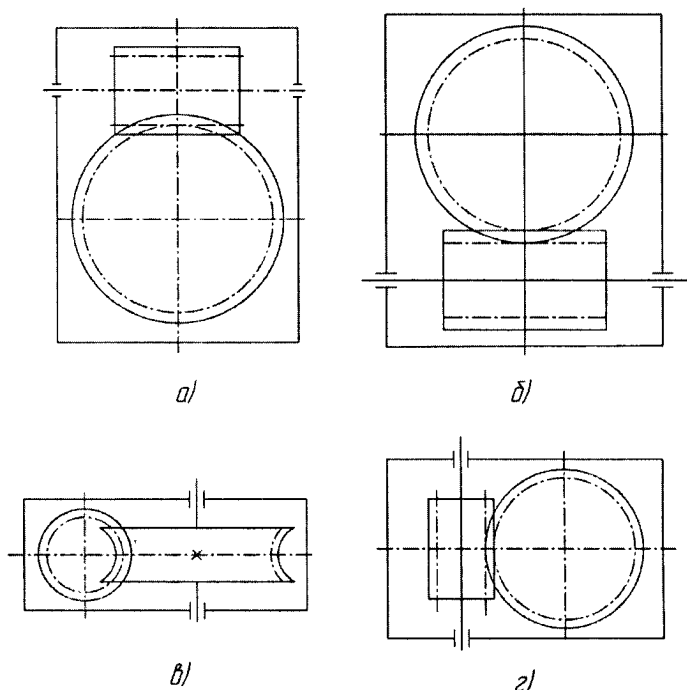


Рисунок 4.1 – Принципові схеми черв'ячних редукторів

Черв'як виготовляють з легованої сталі. Черв'ячні колеса, з метою економії кольорових сплавів, виконують збірними – зубчастий вінець з антифрикційного матеріалу (олов'янисті та безолов'янисті бронзи), а центр сталевий або чавунний. Повністю з антифрикційного матеріалу виготовляють черв'ячні колеса малих розмірів ($d_{a2} = 100 \dots 120$ мм [2]). При швидкості ковзання $V_s < 2$ м/с в ручних приводах черв'ячні колеса можуть виготовлятися з сірого або модифікованого чавуну [3]. Застосовують такі типові конструкції бандажованих черв'ячних коліс.

1. Бронзовий зубчастий вінець спрягається зі сталевим або чавунним центром за посадкою з натягом (рис. 4.2, а). Конструкція проста у виготовленні, в основному використовується в передачах з малим тепловим напруженням коліс. Недоліки цієї конструкції черв'ячних коліс – велика витрата бронзи та зменшення натягу у випадку нагрівання до високої температури через більшу величину коефіцієнта лінійного теплового розширення бронзи, ніж сталі або чавуну. Для попередження взаємного колового зміщення вінця та центра в стик їх поверхонь вкручують гвинти або вставляють круглі шпонки.

2. Для коліс великих і середніх розмірів застосовують болтову конструкцію (рис. 4.2, б), бронзовий вінець якої має фланець, до якого болтами, посадженими без зазору, кріпиться центр. Для меншої температурної деформації робочих поверхонь зубців фланець виконують, зазвичай, симетричним відносно вінця.

3. Біметалева конструкція – бронзовий вінець відливається в форму, в яку попередньо встановлюють центр (рис. 4.2, в). Це найбільш раціональна конструкція черв'ячних коліс – використовується в редукторах серійного виробництва. Фіксація зубчастого вінця в коловому та осьовому напрямках виконується за допомогою виступів або заглибін, попередньо утворених на поверхні стикування сталевого або чавунного центра.

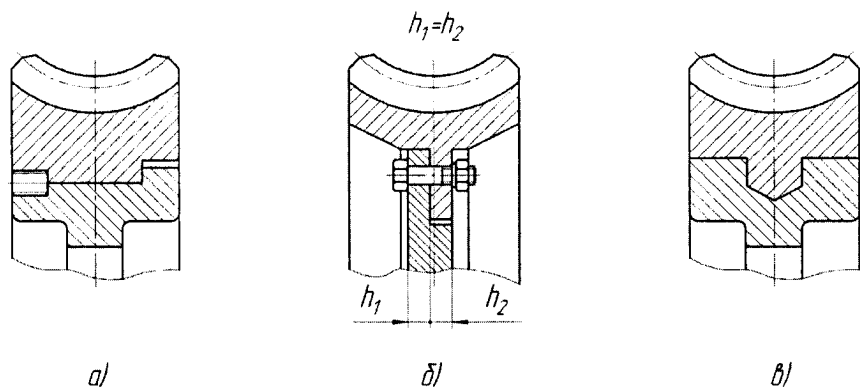


Рисунок 4.2 – Типові конструкції бандажованих черв'ячних коліс

Вали черв'ячних коліс та черв'яки установлюють, як правило, на радіально-упорних підшипниках кочення. Підшипники вала колеса розміщують за схемою «в розпір» (рис. 4.3). За такою ж схемою встановлюють підшипники черв'яків з невеликою відстанню L між опорами ($L \leq 6d$, де d – діаметр вала в місці посадки підшипника) та тепловою напруженістю. У черв'яків з великою відстанню між опорами ($L > (6...8)d$) і таких, що працюють в напруженому тепловому режимі, підшипники встановлюють за

універсальною схемою, одна опора якої – плаваючий радіальний підшипник, а друга (фіксувальна) складається з двох радіально-упорних підшипників або одного такого ж типу здвоєного, що сприймають осьові зусилля в обох напрямках (див. рис. 4.1).

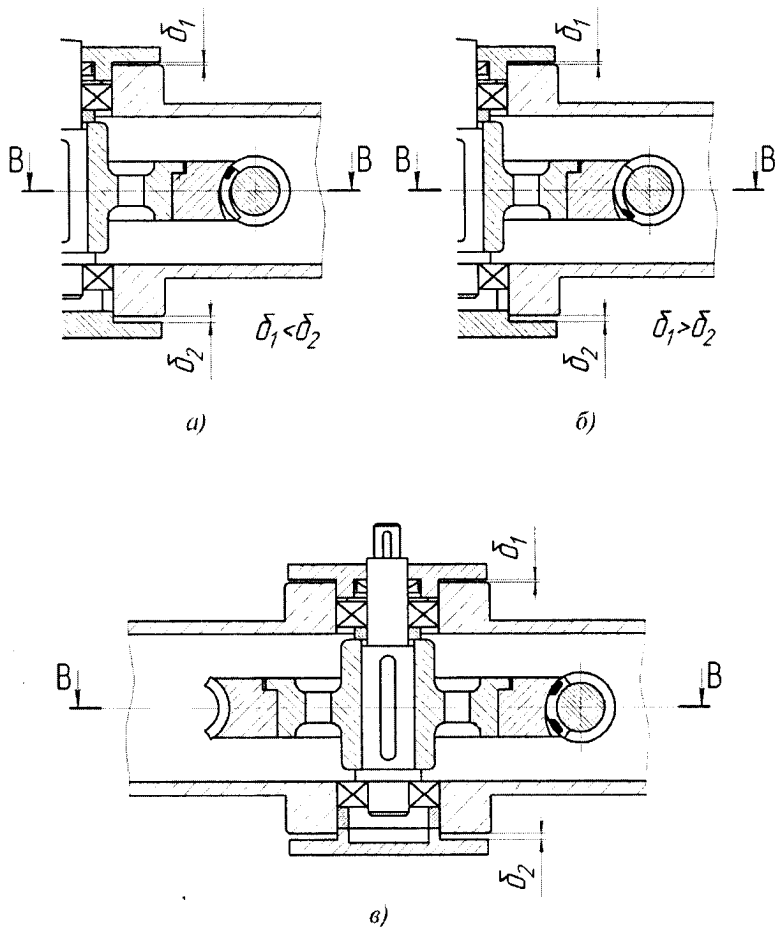


Рисунок 4.3 – Регулювання черв'ячного зачеплення

Внутрішні кільця підшипників спрягають з валом за посадкою з натягом і фіксують в осьовому напрямі, а зовнішні з'єднують з поверхнею розточки в корпусі за посадкою з маленьким зазором (соті частки міліметра), що дає можливість кільцю під час роботи зайняти таке положення, за якого забезпечується гарний контакт тіл кочення з доріжками кілець підшипника.

Наявність зазорів в підшипниках забезпечує легке обертання вала, а їх відсутність збільшує опір обертанню. Регулювання радіально-упорних підшипників з конічними роликками направлено на отримання оптимального зазору між роликками і кільцями. Величина вказаного зазору нормована і називається осьовим ходом – величина переміщення черв'яка в осьовому напрямку за добре підтягнутих кришок підшипників. Регулювання здійснюється в більшості випадків за допомогою наборів прокладок, що встановлюються під фланці кришок підшипників. З цією метою використовуються набори тонких металевих прокладок різної товщини.

Регулювання черв'ячного зачеплення здійснюється з метою встановлення черв'ячного колеса симетрично відносно вертикальної осі черв'яка. Регулювання виконується шляхом переміщення черв'ячного колеса з валом в осьовому напрямку підбором і розподіленням тонких металевих регулювальних прокладок.

На рисунку 4.3, а, б показано два випадки неправильно відрегульованих черв'ячних зачеплень, які зумовлені різними товщинами прокладок δ_1 і δ_2 . Це призводить до зміщення «плям» контакту в черв'ячному зачепленні і площини симетрії *B-B* черв'ячного колеса відносно осі (осі горизонтальної симетрії) черв'яка.

Симетричність розташування черв'ячного колеса відносно черв'яка практично перевіряють шляхом нанесення на робочі поверхні зубців колеса гуаші. Якщо після прокручування черв'яка на робочих поверхнях зубців черв'ячного колеса залишаться плями гуаші, симетричні площині симетрії *B-B* (рис. 4.3, в), то черв'ячне зачеплення відрегульовано правильно. За неправильного регулювання черв'ячного зачеплення зубці черв'ячного колеса зношуються нерівномірно, що призводить до зменшення терміну служби редуктора.

Основні геометричні параметри черв'яка та черв'ячного колеса показані на рисунку 4.4.

З метою зменшення номенклатури різального інструменту технологічними умовами та особливостями енерговитрат в черв'ячних передачах, стандартом передбачені черв'яки з числом заходів $z_1 = 1; 2; 4$. Мінімальні числа зубців черв'ячних коліс в допоміжних кінематичних передачах за $z_1 = 1$ приймають $z_{2min} = 17...18$, в силових передачах $z_{2min} = 26...28$ [1]. Оптимальне значення для силових передач $z_{2opt} = 32...63$ (не більше 80). В окремих випадках (приводи великих столів, наприклад, металорізальних верстатів) z_2 може доходити до 200...1000.

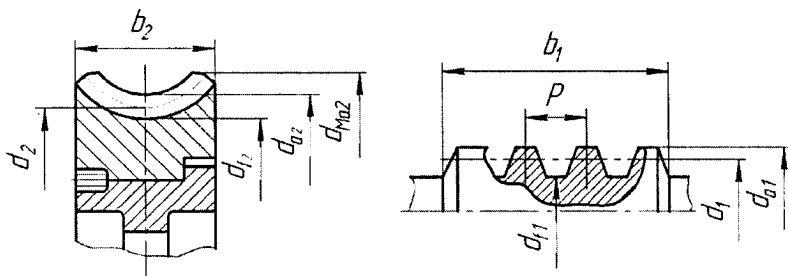


Рисунок 4.4 – Основні геометричні параметри черв'яка та черв'ячного колеса (мм): d_{a1} – діаметр вершин черв'яка; $d_1 d_1$ – ділильний діаметр черв'яка; d_1 – діаметр задин черв'яка; d_{a2} – діаметр вершин черв'ячного колеса; d_2 – ділильний діаметр черв'ячного колеса; d_p – діаметр задин черв'ячного колеса; d_{Ma2} – найбільший діаметр черв'ячного колеса; b_1 – довжина нарізної частини черв'яка; b_2 – ширина вінця колеса; p – осьовий крок черв'яка

4.3 Пристрої, прилади, інструменти та наочні посібники, необхідні для виконання роботи

4.3.1 Черв'ячні редуктори різних схем.

4.3.2 Штангенциркулі, металеві лінійки, гайкові ключі, викрутки.

4.3.3 Плакати: «Типові схеми черв'ячних редукторів» та «Підшипникові вузли черв'ячних редукторів».

4.4 Описання конструкції черв'ячного редуктора з нижнім розташуванням черв'яка

На рис. 4.5 зображена конструкція черв'ячного редуктора з нижнім розташуванням черв'яка. Редуктор складається з корпусу 1 та скріпленої з ним болтами 2 кришки 3. В корпусі 1 розмішений вал-черв'як 4, опори якого (кулькові підшипники) встановлені за універсальною схемою. Права опора – плаваючий радіальний кульковий підшипник 5, внутрішнє кільце якого жорстко фіксується на валу, а зовнішнє в осьовому напрямі не кріпиться («плаває»). Ліва опора (фіксувальна) черв'яка складається з двох радіально-упорних кулькових підшипників 6, розмішених в стакані 7.

Підшипники 6 розташовані таким чином, що можуть сприймати осьове навантаження в обох напрямках. Внутрішні та зовнішні кільця підшипників 6 жорстко фіксуються в осьовому напрямку елементами конструкції

В редукторах загальномашинобудівного призначення типу РЧУ та інших стандартами регламентується міжосьова відстань a_w , передаточне число U , ККД η , допустимий обертальний момент T_2 на тихохідному валу (прикладається до середини вихідного кінця тихохідного вала [4]).

4.5 Порядок виконання

4.5.1 Вивчити за описом будову редуктора та конструкцію його вузлів і деталей. Ознайомитись зі змістом звіту з лабораторної роботи.

4.5.2 Визначити габаритні та приєднувальні розміри редуктора. Результати записати в табл. 4.1.

4.5.3 Розібрати редуктор. Вивчити конструкцію корпусу, кришки, черв'яка, черв'ячного колеса, кришок підшипників та інших деталей редуктора. Визначити типорозміри підшипників.

4.5.4 Виміряти, по можливості якнайточніше, міжосьову відстань a_w , основні розміри черв'яка та черв'ячного колеса. Результати записати в табл. 4.2.

4.5.5 Виконати ескізи черв'яка та черв'ячного колеса.

4.5.6 За залежностями, наведеними в табл. 4.3, розрахувати параметри черв'ячного зачеплення та порівняти їх з результатами вимірів.

4.5.7 Скласти редуктор.

4.5.8 Підготувати звіт з лабораторної роботи.

4.6 Зміст звіту

4.6.1 В звіті відображається мета лабораторної роботи, основні теоретичні відомості, які повинні супроводжуватись необхідними ілюстраціями.

4.6.2 Підшити в звіт ескізи черв'яка та черв'ячного колеса.

4.6.3 Результати вимірювань габаритних і приєднувальних розмірів записати в табл. 4.1.

4.6.4 Результати вимірювання параметрів черв'ячної передачі записати в табл. 4.2.

4.6.5 Результати розрахунків параметрів черв'ячного зачеплення записати в табл. 4.3.

4.6.6 Після розрахунку модуля m та коефіцієнта діаметра черв'яка округлити їх величини до найближчого стандартного значення.

4.6.7 Розрахувати коефіцієнт зміщення в черв'ячній передачі, який повинен знаходитися в межах $-1 \leq x \leq 1$.

4.6.8 Навести короткий опис конструкції корпусу та процесу складання редуктора.

4.6.9 Дати короткий опис способу регулювання підшипників та черв'ячного зачеплення.

4.6.10 Навести опис способів змащення підшипників і черв'ячних передач.

4.6.11 Описати будову пристроїв для заливання, зливання та контролю рівня мастила.

4.6.12 Дати короткий опис способу охолодження передачі.

4.6.13 Описати будову віддушини та її призначення.

Таблиця 4.1 – Результати вимірювань

Параметри	Значення, мм
Габаритні розміри.	
1. Довжина, ширина, висота ($L \times B \times H$)	
Приєднувальні розміри.	
2. Діаметр швидкохідного вала, d_u	
3. Довжина кінця, що виступає, швидкохідного вала, L_w	
4. Розміри шпонки на кінці, що виступає, швидкохідного вала, $b \times h \times l$	
5. Діаметр тихохідного вала, d_m	
6. Довжина кінця, що виступає, тихохідного вала, L_m	
7. Розміри шпонки на кінці, що виступає, тихохідного вала, $b \times h \times l$	
8. Висота осі обертання.	
8.1. Швидкохідного вала $h_{o(u)}$	
8.2. Тихохідного вала $h_{o(m)}$	
9. Діаметр отворів в опорному фланці редуктора під фундаментні болти, d_ϕ	
10. Відстань між осями отворів під фундаментні болти	
11. Розміри основи корпусу редуктора	

Таблиця 4.2 – Результати вимірювання параметрів черв'ячної передачі

Параметри	Значення, мм
1. Міжосьова відстань, a_w	
2. Число заходів черв'яка, z_1	
3. Осьовий крок витків черв'яка, p_1	
4. Діаметр вершини черв'яка, d_{a_1}	
5. Довжина нарізаної частини черв'яка, b_1	
6. Число зубців колеса, z_2	
7. Діаметр вершин зубців колеса, d_{a_2}	
9. Найбільший діаметр колеса, d_{M_2}	
10. Ширина колеса, b_2	

Таблиця 4.3 – Результати розрахунків параметрів черв'ячного зачеплення

Параметри	Формули та результати розрахунків
Загальні параметри	
Модуль, мм	$M = p_1/\pi$
Передаточне число	$U = z_2/z_1$
Коефіцієнт зміщення	$X = a_w/m - 0,5(z_2+q)$
Параметри черв'яка	
Дільний діаметр, мм	$d_1 = d_{a1} - 2m$
Коефіцієнт діаметра черв'яка	$Q = d_1/m$
Початковий діаметр, мм	$d_{w1} = d_1 + 2mx$
Кут підйому гвинтової лінії витка на початковому циліндрі	$\gamma_w = \arctg[z_1/(q+2x)]$
Діаметр впадин, мм	$d_{f1} = d_1 - 2,4m$
Параметри черв'ячного колеса	
Дільний діаметр, мм	$d_2 = mz_2$
Діаметр вершин, мм	$d_{a2} = d_2 + 2m(1+x)$
Діаметр впадин, мм	$d_{f2} = d_2 - 2m(1,2 - x)$
Найбільший діаметр, мм	$d_{am2} \leq d_{a2} + 6m/(z_1+2)$

Контрольні питання

1. Перетворення руху в черв'ячній передачі. Типи черв'яків.
2. Як залежить число заходів черв'яка від передаточного відношення?
3. Визначення геометричних параметрів черв'ячної передачі.
4. Умова відсутності підрізання зубців черв'ячного колеса в черв'ячній передачі.
5. Визначення передаточного відношення в черв'ячній передачі.
6. Визначення швидкості ковзання та співвідношення між швидкостями ковзання і коловими швидкостями черв'яка та черв'ячного колеса в полюсі передачі.
7. ККД черв'ячної передачі.
8. Сили в черв'ячному зачепленні.
9. З чим пов'язане підвищене зношування та заїдання в черв'ячній передачі?
10. Чому відносна міцність зубця черв'ячного колеса вища відносною міцності зубця косозубого циліндричного колеса?
11. Тепловий розрахунок черв'ячного редуктора.
12. Визначення рекомендованої кількості мастила в черв'ячному редукторі.
13. Види охолодження черв'ячного редуктора.

14. Чим обумовлене різне розташування черв'яка відносно черв'ячного колеса? Вкажіть схеми розташування та поясніть їхні особливості.
15. Перерахуйте переваги та недоліки черв'ячної передачі.
16. Чому вінці черв'ячних коліс виготовляють із антифрикційних матеріалів (латуні, чавуну і бронзи)?
17. Чому рівень мастила за нижнього розташування черв'яка обмежують центром тіл кочення підшипника?
18. Поясніть, як здійснюється мащення редуктора з нижнім розташуванням черв'яка (з верхнім розташуванням черв'яка)?
19. Обґрунтуйте використання матеріалів для виготовлення деталей черв'ячного редуктора.
20. За якої умови черв'ячна передача може бути використана як мультиплікатор?

Література

1. Решетов Д. Н. Детали машин : учебник для студентов машиностроительных и механических спец. вузов / Д. Н. Решетов – [4-е изд., перераб.]. – М. : Машиностроение, 1989. – 496 с.
2. Иосилевич Г. Б. Детали машин : учебник для студентов машиностроительных спец. вузов / Г. Б. Иосилевич – М. : Машиностроение, 1988. – 368 с.
3. Иванов М. Н. Детали машин : учеб. для студентов высш. техн. учеб. заведений / М. Н. Иванов – [5-е изд., перераб.]. – М. : Высш. шк., 1991. – 383 с.
4. Ануриев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя: в 3-х томах / В. И. Ануриев ; под ред. И. Н. Жестковой. – [8-е изд., перераб. и доп.]. – М. : Машиностроение, 2001 : Т. 2. – 864 с.
5. Ліщинський Б. Ф. Деталі машин та під'ємно-транспортне обладнання : лабораторний практикум / Б. Ф. Ліщинський, Р. Р. Обертюх – Вінниця : ВДТУ, 1998. – 80 с.

ВИВЧЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ ТА ХАРАКТЕРИСТИК ПІДШИПНИКІВ КОЧЕННЯ

5.1 Мета роботи

Ознайомлення з класифікацією, конструкцією та системою умовних позначень підшипників кочення, вивчення характеристик основних типів підшипників кочення.

5.2 Теоретичні відомості

5.2.1 Класифікація підшипників кочення

Підшипники кочення класифікуються за такими ознаками:

- за напрямком сил, які може сприймати підшипник, їх ділять на: радіальні; радіально-упорні; упорні та упорно-радіальні;
- за формою тіл кочення (рис. 5.1) розрізняють такі підшипники: кулькові; з короткими циліндричними роликами; з довгими циліндричними роликами; з витими циліндричними роликами; з конічними роликами; з бочкоподібними роликами; з голчастими роликами;

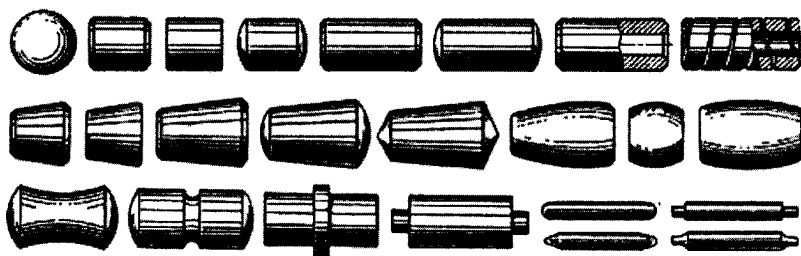


Рисунок 5.1 – Форми тіл кочення

- за числом рядів тіл кочення виготовляють підшипники однорядні, дворядні та чотирирядні;
- за конструктивними особливостями є підшипники із захисними шайбами, канавкою на зовнішньому кільці, з конусним отвором внутрішнього кільця тощо.

5.2.2 Система умовних позначень підшипників

Система умовних позначень переважної більшості підшипників (крім підшипників за ГОСТ 4060 і ГОСТ 24310) відповідає ГОСТ 3189–89.

5.2.3 Основне умовне позначення силових підшипників

Умовно до силових підшипників відносять підшипники з діаметром отвору $d = 10, \dots, 495$ мм.

Основне умовне позначення підшипника складається з семи основних знаків, які позначають такі його параметри: серію діаметрів та серію ширин за ГОСТ 3478–79; тип та конструктивне виконання за ГОСТ 3395–89; діаметр отвору.

Порядок розташування знаків основного умовного позначення силових підшипників показано на рис. 5.2. Додаткові знаки умовного позначення підшипника розташовують праворуч та ліворуч від основного умовного позначення. Додаткові знаки праворуч починаються з великої літери, а додаткові знаки ліворуч відокремлені від основного умовного позначення знаком тире. Розшифрування та послідовність розташування знаків, що позначають додаткові вимоги, наведені в додатку до ГОСТ 3189–89.

Умовне позначення підшипника, що містить основні та додаткові знаки, є повним його умовним позначенням. Зазвичай, повне умовне позначення на підшипнику не наноситься. Як правило, умовне позначення підшипника гравірують на торцях його зовнішнього кільця.

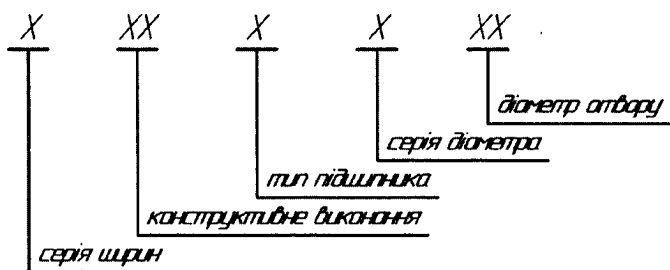


Рисунок 5.2 – Основне умовне позначення силових підшипників

Перші два знаки справа в основному умовному позначенні визначають діаметр отвору підшипника. Діаметри отворів більше 20 мм (кратні 5) позначають цифрами, що є часткою від ділення значень цих діаметрів на 5. Позначення діаметрів отворів підшипників від 10 до 17 мм відповідає числам, вказаним в таблиці 5.1.

Таблиця 5.1 – Відповідність між діаметрами отворів підшипників і числами в їх умовному позначенні

Діаметр отвору підшипника d , мм	Позначення
10	00
12	01
15	02
17	03

Діаметри отворів, що дорівнюють 22, 28, 32, 500 мм та більші, позначають через дріб. Для підшипників з діаметром отвору 500 мм і більше 500 мм внутрішній діаметр позначають знаками, що дорівнюють номінальному діаметру.

Для підшипників кулькових упорних і подвійних за діаметр отвору беруть номінальний діаметр отвору «тугого» кільця одинарного підшипника.

5.2.4 Умовне позначення розмірних серій підшипників

Розмірна серія підшипника – поєднання серій діаметрів і ширин – визначає габаритні розміри підшипника. Третій справа знак схеми, що наведена на рис. 5.2, позначає серію діаметра і разом з сьомим знаком, що позначає серію ширин (висот) підшипника, визначає розмірну серію підшипника. Серія ширин (висот), яка має знак 0, в умовному позначенні не вказується.

Найбільш поширені серії діаметрів: 1 – особливо легка; 2 – легка; 3 – середня; 4 – важка; 5 – легка широка; 6 – середня широка.

5.2.5 Умовне позначення типів підшипників

Четвертий справа знак схеми, наведеної на рис. 5.2, позначають тип підшипника. Умовне позначення типів підшипників відповідає числам, вказаним в таблиці 5.2.

Таблиця 5.2 – Умовне позначення типів підшипників

Тип підшипника	Позначення
Кульковий радіальний	0
Кульковий радіальний сферичний	1
Роликовий радіальний з короткими циліндричними роликами	2
Роликовий радіальний сферичний	3
Роликовий голчастий або з довгими циліндричними роликами	4
Радіальний роликовий з витими роликами	5
Радіально-упорний кульковий	6
Роликовий конічний радіально-упорний	7
Упорний або упорно-радіальний кульковий	8
Упорний або упорно-радіальний роликовий	9

5.2.6 Умовне позначення конструктивного виконання підшипників

П'ятий та шостий знаки схеми, показаної на рис. 5.2, позначає конструктивне виконання підшипників. Конструктивне виконання для кожного типу підшипників позначають цифрами від 00 до 99, причому одні і ті ж цифри в підшипниках різних типів визначають різні види конструктивного виконання. Основні конструктивні виконання підшипників відповідають ГОСТ 3395–89.

Наприклад, для кулькових радіальних підшипників деякі цифри конструктивного виконання позначають: 5 – канавка на зовнішньому кільці для установлюваної шайби; 6, 8 – підшипники, відповідно, з одною та двома захисними шайбами, що запобігають витіканню з підшипника мастильного матеріалу та, деякою мірою, від проникнення пилу в його порожнину; 16, 18 – підшипники з більш ефективними ущільненнями, що містять набір металевих шайб та мембранного полотна, або шайби, криті гумою методом вулканізації, відповідно з одного та двох боків підшипника.

5.2.7 Знаки, що позначають додаткові вимоги

Ці знаки проставляють ліворуч і праворуч від основного позначення. Ліворуч від основного позначення проставляються знаки, що визначають клас точності, радіальний зазор, момент тертя та категорію підшипників. Класи точності підшипників в порядку підвищення їх точності позначають – 0, 6, 5, 4, 2. Додаткові знаки, розташовані ліворуч від основного позначення, відокремлюють від нього знаком тире. Радіальний зазор позначають цифрами: 0, 1, 2, ..., 9, якими визначають групи зазору. Момент тертя позначають цифрами: 0, 1, 2, ..., 9, що визначають ряди моментів тертя. Категорії підшипників позначають літерами А, В та С.

Праворуч від основного позначення підшипника проставляють знаки, що визначають матеріали деталей підшипника, конструктивні зміни в ньому, тип мастила, вимоги до рівня вібрацій та спеціальні технічні вимоги. Розшифрування цих додаткових знаків наведено в ГОСТ 3189–89.

Приклад розшифрування деяких позначень, що їх пишуть праворуч від основного позначення підшипника. Матеріал деталей: Ю, ЮІ, ... – всі деталі (чи частина деталей) підшипника з нержавіючої сталі; Х, ХІ, ... – кільця і тіла кочення з цементованої сталі; Р, РІ, ... – деталі підшипника з теплостійких (швидкорізальних) сталей; Б, БІ, ... – сепаратор з безолов'янистої бронзи; Е, ЕІ, ... – сепаратор з пластичних матеріалів. Конструктивні зміни позначають: К, КІ, ...; М, МІ, ... – позначення роликів підшипників з модифікованим контактом; У, УІ... – позначення спеціальних вимог (до шорсткості, точності, обертання тощо); Т, ТІ, ... Т5 – позначає температуру відпуску кілець підшипників; С1, С2, ..., С27 – позначає вид мастила в підшипниках закритого типу; Ш, ШІ, ... Ш5 – позначення рівня вібрації (зі зростанням цифрового індексу величина рівня вібрації зменшується).

Приклад: Розшифрувати умовне позначення підшипника

А 7 5 – 3180206 Е Т2 С2

Основне умовне позначення підшипника 3180206. Це кульковий радіальний однорядний підшипник типу 0000, внутрішній діаметр отвору якого дорівнює 30 мм. Підшипник з двома захисними шайбами (цифри 18).

Цифри та літери ліворуч, що відокремлені знаком тире від основного умовного позначення підшипника: 5 – клас точності; 7 – радіальний зазор за групою 7; А – категорія підшипника. Цифри та літери праворуч від ос-

нового умовного позначення: Е – сепаратор з пластичного матеріалу; Т2 – температура відпуску кілець 250 °С; С2 – мащення мастилом ЦІАТІМ-22І.

5.3 Коротка характеристика найбільш поширених типів підшипників кочення

Підшипники кулькові радіальні однорядні типу 0000 (рис. 5.3, а) найбільш прості та дешеві, нерозбірної конструкції. Вони призначені для сприйняття радіальних навантажень, але одночасно з радіальним навантаженням можуть частково сприймати й осьове навантаження в межах до 70 % невикористаної радіальної сили, що являє собою різницю між допустимою та діючою радіальними силами. Ці підшипники, порівняно з іншими, працюють з мінімальними втратами на тертя, тому вони допускають найбільші частоти обертання. Кулькові радіальні підшипники фіксують положення вала відносно корпусу в двох осьових напрямках. Число конструктивних різновидів цього типу підшипників значне (00000, 50000, 60000, 80000, 160000, 180000).

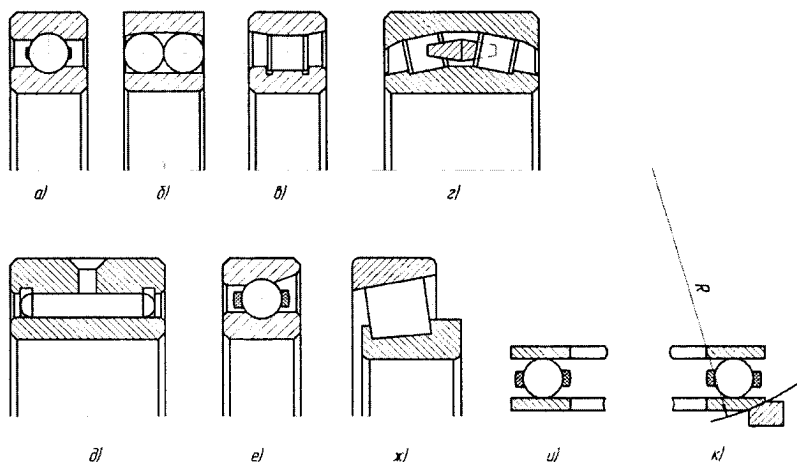


Рисунок 5.3 – Конструкція підшипників кочення

Підшипники кулькові радіальні дворядні сферичні («самовстановні») типу 1000 (рис. 5.3, б) призначені для сприйняття радіальних навантажень, але можуть одночасно сприймати і двобічне осьове навантаження, що складає до 20 % невикористаного допустимого радіального навантаження. Внутрішня поверхня зовнішнього кільця (бігова доріжка) виконана сферичною, що забезпечує нормальну роботу підшипників за перекосом осі внутрішнього кільця до 3° відносно зовнішнього. За гойдального руху сферичні підшипники

працюють краще, ніж радіальні однорядні. У випадку встановлення в одній опорі двох підшипників такого типу вони не можуть «самовстановлюватися». Підшипники роликові радіальні з короткими циліндричними роликами типу 2000 (див. рис. 5.3, в) призначені для сприйняття значних радіальних навантажень; їх вантажопідймальність вища, ніж однорядних кулькових підшипників однакових розмірів в середньому на 70...90 %.

Існує вісім стандартних різновидів цих підшипників залежно від наявності та розташування бортів на зовнішньому та внутрішньому кільцях. Переважна більшість цих підшипників роз'ємної конструкції зовсім не сприймає осьових навантажень.

Підшипники типу 2000 вимагають точної співвісності посадкових місць, оскільки за її відсутності виникають кромкові тиски від роликів на доріжки кочення, які значно зменшують термін служби підшипників.

Підшипники роликові радіальні сферичні дворядні (див. рис. 5.3, г) типу 3000 мають підвищену радіальну вантажопідймальність порівняно з підшипниками інших типів. Вони спроможні компенсувати значну неспіввісність та прогини вала, а також сприймати комбіноване навантаження (осьова вантажопідймальність складає 25 % від невикористаного допустимого радіального навантаження). Підшипники фіксують вал в осьовому напрямку в обидва боки в межах осьових зазорів в підшипниках.

Підшипники типу 3000 зазвичай застосовують як опори довгих валів, що мають значні прогини, або коли підшипники вала розташовуються в окремих корпусах, наприклад, вали барабанів стрічкових конвеєрів.

Роликотидшипники голчасті (див. рис. 5.3, д) типу 4000 мають максимальну радіальну вантажопідймальність за мінімальних габаритів. Осьове навантаження ці підшипники сприймати не можуть. За допустимими частотами обертання голчасті підшипники поступаються звичайним роликотидшипникам, але добре працюють в умовах коливального руху одного з кілець. Ці підшипники дуже чутливі до прогинів і неспіввісності посадкових місць.

Підшипники з голчастими роликами застосовують у вузлах, які повинні забезпечити компактність в радіальному напрямку і у вузлах з коливальним рухом. Роликотидшипники з витими роликами типу 5000 сприймають тільки радіальні навантаження, не фіксуючи вал в осьовому напрямку. Вони можуть сприймати ударні навантаження, мало відчутні до забруднення. Порівняно з підшипниками типу 2000 вони мають вдвоє меншу вантажопідймальність і можуть працювати тільки за невеликих частот обертання. З цієї причини підшипники даного типу неперспективні, їх застосування скорочується.

Підшипники кулькові радіально-упорні типу 6000 (див. рис. 5.3, е) призначені для сприйняття радіального й однобічного осьового навантаження. Один з бортів зовнішнього або внутрішнього кільця зрізаний майже повністю, що дозволяє закладати у підшипник на 45 % більше кульок одного діаметра, ніж у звичайний радіальний. Здатність підшипника сприймати

осьове навантаження визначається кутом контакту α , що дорівнює куту між лінією дії результуючої сили та тілом кочення і площиною, перпендикулярною до осі підшипника. Зі збільшенням α осьова вантажопідіймальність зростає за рахунок зменшення радіальної. Промисловість виготовляє більше 20 конструктивних різновидів таких підшипників, що їх застосовують в шпинделях металорізальних та деревообробних верстатів, в малих електродвигунах, центрифугах, черв'ячних редукторах, приладах тощо.

Підшипники роликові радіально-упорні конічні типу 7000 (див. рис. 5.3, ж) призначені для сприйняття одночасно діючих радіальних та осьових навантажень. Швидкісні характеристики цих підшипників нижчі, ніж у підшипників типу 2000. Їх здатність до сприйняття осьового навантаження визначається кутом конуса зовнішнього кільця. Зі збільшенням кута конуса осьова складова вантажопідіймальності зростає за рахунок зменшення її радіальної складової.

Поряд з основною конструкцією підшипника типу 7000 випускають інші його різновиди: 67000 – з упорним бортом на зовнішньому кільці; 27000 – з великим кутом конуса зовнішніх кілець; 97000 – дворядні; 77000 – чотирирядні. Підшипники типу 97000 та 77000, що фіксують положення корпусу, наприклад шпиндельного вузла верстата в осьовому напрямку, встановлюють парно.

Під час монтажу та в процесі експлуатації однорядних конічних роликових підшипників необхідне реальне регулювання їх осьових зазорів (попереднього натягу). У цьому випадку необхідно уникати дуже малих чи, навпаки, дуже великих зазорів, які можуть призвести до недопустимого підвищення робочої температури і навіть руйнування деталей підшипника.

Однорядні підшипники типу 7000 застосовують в колесах літаків, автомобілів, кранів, в котках гусеничних тракторів, в циліндричних та черв'ячних редукторах, коробках швидкостей, в шпинделях токарних верстатів тощо.

Упорні кулькові підшипники типу 8000 (див. рис. 5.3, и) можуть сприймати тільки осьові навантаження: одинарні – в одному напрямі; здвоєні – в двох напрямках. Граничні частоти обертання упорних підшипників обмежені. Підшипники можуть бути виготовлені з підкладними сферичними кільцями (див. рис. 5.3, к). Сепаратори упорних підшипників можуть бути штампованими з листової сталі, або масивними з бронзи, антифрикційної чи звичайної сталі. Ці підшипники застосовують в тихохідних редукторах (наприклад, черв'ячних), в шпинделях металорізальних верстатів, для домкратів, гаків кранів тощо.

Упорні роликопідшипники типу 9000 сприймають великі осьові навантаження, а деякі з них – і невеликі радіальні. Швидкохідність цих підшипників низька. Існує декілька конструктивних різновидів цих підшипників: 9000 – з циліндричними роликами; 19000 – з конічними роликами; 39000 – з бочкоподібними роликами. Сепаратори цих підшипників виготовляють з кольорових металів чи сталей. Підшипники застосовують в глобійдних

черв'ячних редукторах, натискних пристроях прокатних станів, столах металорізальних верстатів тощо.

Порівняльні характеристики підшипників типів 0000 та 7000 з внутрішнім діаметром 80 мм наведені на рис. 5.4.

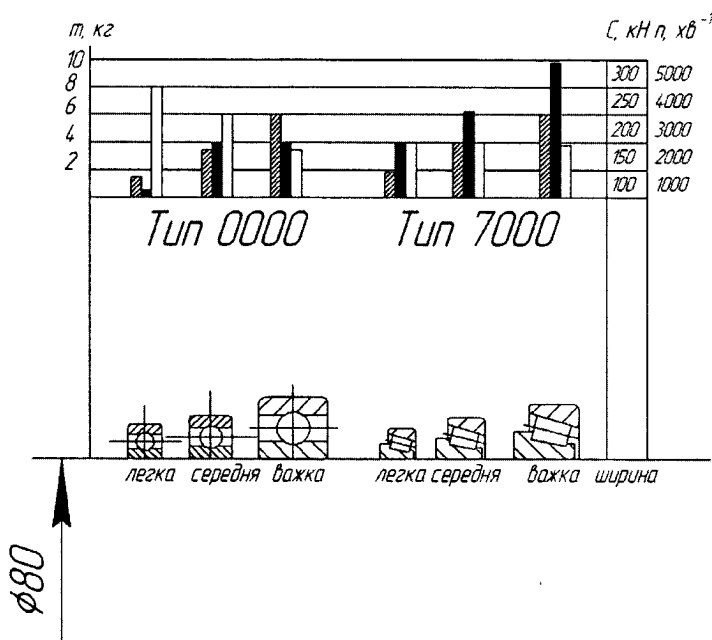


Рисунок 5.4 – Порівняльні характеристики підшипників типу 0000 та 7000 з діаметром отвору $d = 80$ мм

Основними характеристиками підшипників кочення є: геометричні – зовнішній діаметр D , мм, діаметр отвору d , мм, ширина B , мм і висота H , мм, (для упорних та упорно-радіальних підшипників) і радіуси заокруглень торців кілець r , мм; силові – статична C_0 , Н та динамічна C , Н вантажопідіймальність; швидкісні – максимально допустимі частоти обертання кілець підшипника у випадках змащення підшипника пластичним маслом n_n , хв^{-1} і рідким n_p , хв^{-1} . За статичною вантажопідіймальністю підбирають підшипники для валів, що обертаються з частотою $n \leq 1 \text{ хв}^{-1}$, та обов'язково перевіряють на статичну вантажопідіймальність підшипники опор валів, що обертаються чи коливаються з частотою $n \leq 10 \text{ хв}^{-1}$. У всіх інших випадках підшипники підбирають за динамічною вантажопідіймальністю.

5.4 Описання та характеристика найбільш поширених типів підшипників

5.4.1 Кульковий радіальний однорядний підшипник

Основний тип 0000. Призначений, в основному, для сприйняття радіальних навантажень (рис. 5.5, а, б). Вантажопідіймальність їх нижча, ніж у роликових підшипників таких же розмірів. Конструктивні різновидності: 1) з двома захисними шайбами (тип 800000) – заповнюються пластичним матеріалом на заводі виробника; 2) з канавками для введення кульок без сепаратора (тип 900000) – мають більшу радіальну вантажопідіймальність, ніж підшипники основного типу. Для сприйняття осьових навантажень не застосовуються, а також відрізняються підвищеним моментом тертя і, відповідно, меншою швидкохідністю.

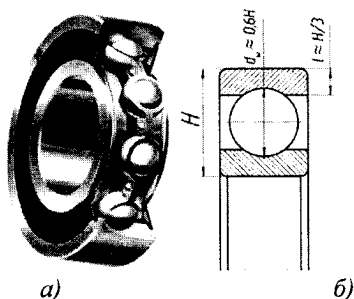


Рисунок 5.5 – Кульковий однорядний підшипник

5.4.2 Кульковий радіальний дворядний сферичний підшипник

Основний тип 1000. Призначені підшипники цього типу для сприйняття радіальних навантажень в умовах значного перекосу ($2^\circ, \dots, 3^\circ$) кілець підшипника, що виникає внаслідок неспіввісності отворів під підшипник і великих пружних деформацій валів (рис. 5.6, а, б).

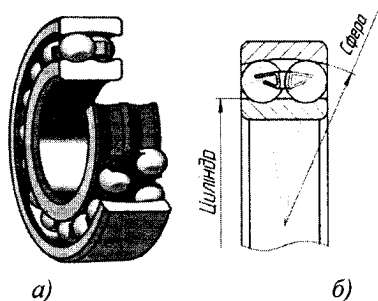


Рисунок 5.6 – Кульковий радіальний дворядний сферичний підшипник

Радіальна вантажопідіймальність цих підшипників значно менша, ніж у радіальних однорядних кулькових підшипників. Використовуються такі підшипники у вузлах з нежорсткими валами та в конструкціях, в яких не може бути забезпечена належна співвісність отворів в корпусах. Є конструктивний різновид підшипників цього типу з конічним отвором і закріпленою втулкою (тип 11000). Ці підшипники можна встановлювати на гладких валах.

5.4.3 Роликовий радіальний однорядний підшипник з короткими циліндричними роликами

Основний тип 2000. Підшипники цього типу призначені для сприйняття радіальних навантажень. Їх вантажопідіймальність в 1,7 разів вища вантажопідіймальності радіальних кулькових однорядних підшипників за однакового діаметра вала. Підшипники цього типу допускають деякий осьовий зсув кілець, тому їх рекомендують використовувати у випадках великих температурних деформацій валів або для осьового самовстановлення вала (рис. 5.7, а, б, в).

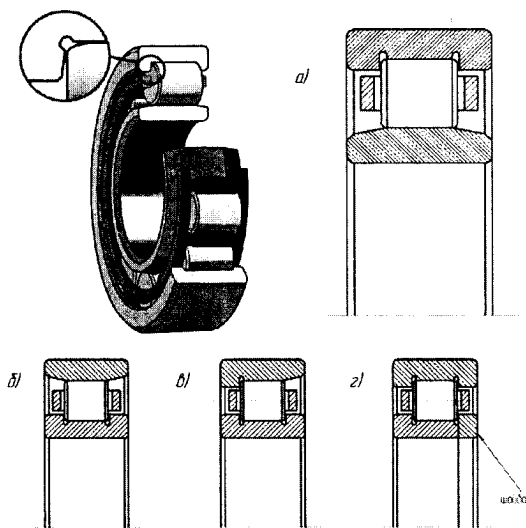


Рисунок 5.7 – Роликовий радіальний однорядний підшипник з короткими циліндричними роликами

5.4.4 Роликовий радіальний однорядний підшипник з довгими циліндричними роликами

Основний тип 4000. Призначені підшипники цього типу для сприйняття великих навантажень за обмежених радіальних розмірів підшипникового

вузла. Є конструктивний різновид таких підшипників – дворядні без бортів на внутрішньому кільці (тип 794000). Підшипники з довгими циліндричними роликами відрізняються від підшипників з короткими циліндричними роликами більшою вантажопідймальністю та значно меншою швидкохідністю (рис. 5.8).

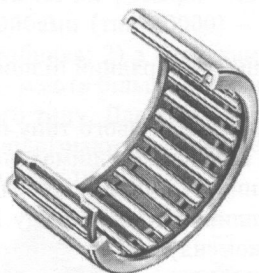


Рисунок 5.8 – Роликовий радіальний одорядний підшипник з довгими циліндричними роликами

5.4.5 Роликовий радіальний дворядний сферичний підшипник

Основний тип 3000. Призначені такі підшипники для сприйняття особливо великих радіальних навантажень за значних перекосів кілець (2° , ..., 3°). Ці підшипники мають високі експлуатаційні показники, але складні у виготовленні. Підшипники цього типу належать до самовстановлюваних (рис. 5.9, а, б).

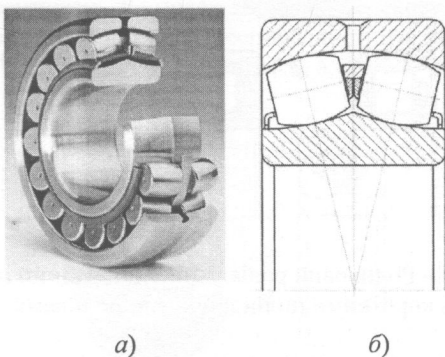


Рисунок 5.9 – Роликовий радіальний дворядний сферичний підшипник

5.4.6 Кульковий радіально-упорний однорядний підшипник

Основний тип: 36000, 46000, 66000. Призначені ці підшипники для сприйняття радіальних та однобічних осьових навантажень, які діють спільно. Застосовуються такі підшипники за середніх і високих частот обертання. Радіальна вантажопідіймальність підшипників цього типу на 30 %, ..., 40 % вища, ніж радіальних однорядних кулькових підшипників за однакового діаметра вала. Ці підшипники виготовляються зі стандартними кутами контакту кульок з кільцями $\alpha = 12^\circ$, $\alpha = 26^\circ$ та $\alpha = 36^\circ$.

5.4.7 Кульковий підшипник з чотири- або триточковим контактом

Радіальна вантажопідіймальність завдяки чотири- або триточковому контакту та підвищеному числу кульок в таких підшипниках 1,5 раза вища вантажопідіймальності радіальних кулькових однорядних підшипників (див. рис. 5.5). Кути контакту в таких підшипниках $\alpha = 12^\circ \dots 35^\circ$, а за великих осьових навантажень – $\alpha = 35^\circ \dots 45^\circ$.

Схема реалізації в кульковому підшипнику чотири- або триточкового контакту показана на рис. 5.10.

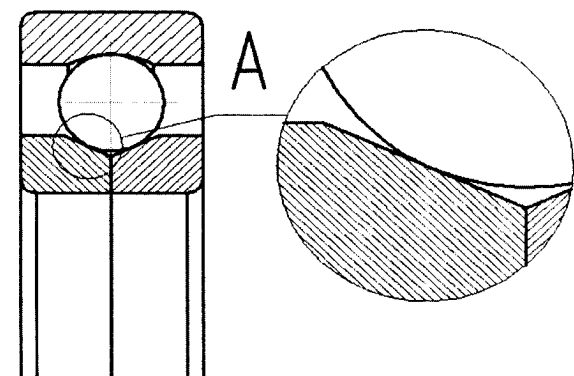


Рисунок 5.10 – Кульковий підшипник з чотири- або триточковим контактом

5.4.8 Роликовий радіально-упорний конічний підшипник

Основний тип 7000 (рис. 5.11). Ці підшипники призначені для сприйняття значних радіальних та однобічних осьових навантажень, які спільно діють за середніх і низьких швидкостей обертання (до 15 м/с). Є конструктивні різновиди таких підшипників: 1) з упорним буртом на зовнішньому кільці (тип 67000); 2) з великим кутом конуса (тип 27000); 3) дворядні з цілим зовнішнім і двома внутрішніми кільцями (тип 97000); 4) чотирирядні (тип 77000). Радіальна вантажопідіймальність таких підшипників в 1,9 раза вища, ніж радіального однорядного кулькового підшипника (див. рис. 5.5), що обумовлює їх широке застосування в маши-

нобудуванні. Кут контакту в цих підшипниках $\alpha = 10^\circ \dots 16^\circ$, іноді $\alpha = 25^\circ \dots 30^\circ$, а кут конуса роликів становить $1,5^\circ \dots 2^\circ$.

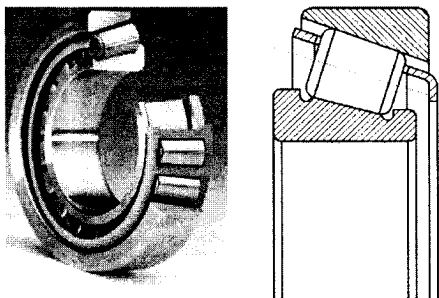


Рисунок 5.11 – Роликовий радіально-упорний конічний підшипник

5.4.9 Кульковий упорний підшипник

Основний тип 8000. Підшипники цього типу призначені для сприйняття осьових навантажень (рис. 5.12, а, б). Є конструктивний різновид таких підшипників – подвійний упорний (тип 38000). Одинарні кулькові упорні підшипники сприймають однобічне осьове навантаження, а подвійні – двобічне та краще працюють на вертикальних валах. Ці підшипники дуже чутливі до точності монтажу та допускають взаємний перекіс кілець до 2° . За високих частот обертання робота кулькових упорних підшипників погіршується через дію відцентрових сил та появу гіроскопічних моментів, що діють на кульки.

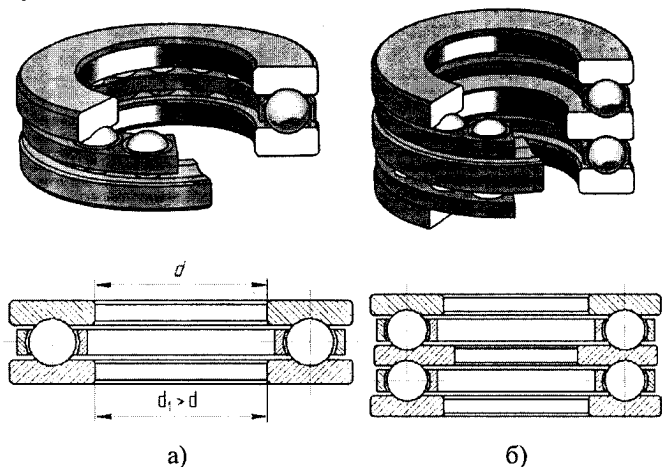


Рисунок 5.12 – Кульковий упорний підшипник

5.5 Зразки, вимірювальні інструменти, довідники та плакати, що необхідні для виконання роботи

- 5.5.1 Стандартні підшипники різних типів, серій та конструкцій.
- 5.5.2 Штангенциркуль 0, ..., 150 мм.
- 5.5.3 Вимірювальна лінійка сталева 0, ..., 200 мм.
- 5.5.4 Довідники [2, 3, 4], або один з них.
- 5.5.5 Типові плакати «Підшипники кулькові» та «Підшипники роликові».

5.6 Порядок виконання

- 5.6.1 Вивчити класифікацію, систему умовних позначень, характеристики основних типів підшипників.
- 5.6.2 Отримати комплект підшипників та вимірювальний інструмент.
- 5.6.3 Провести заміри розмірів двох, трьох різних типів підшипників (за вказанням викладача) і порівняти отримані результати з даними довідників.
- 5.6.4 Побудувати діаграми порівнюваних параметрів отриманих підшипників, використовуючи довідники (див. рис. 5.4).
- 5.6.5 Підготувати звіт з лабораторної роботи.

5.7 Зміст звіту

- 5.7.1 Ескізи підшипників (проставити основні розміри).
- 5.7.2 Розшифрування умовних позначень підшипників (за вказанням викладача).
- 5.7.3 Дати характеристику виданих викладачем підшипників.
- 5.7.4 За допомогою довідників побудувати діаграми порівнюваних параметрів отриманих підшипників (див. рис. 5.4).

Контрольні питання

1. Умовне позначення підшипників.
2. Схеми встановлення підшипників.
3. Типи підшипників кочення.
4. Класи точності підшипників кочення.
5. Критерії розрахунку (вибору) підшипників кочення.
6. Визначення еквівалентного навантаження для радіальних та радіально-упорних підшипників.
7. Залежність між динамічною вантажопідіймальністю та ресурсом.
8. Причини поломок і виходу з ладу підшипників кочення.
9. Ущільнення підшипникових вузлів.
10. Змащення підшипникових вузлів.
11. Класифікація підшипників кочення, їх переваги і недоліки в порівнянні з підшипниками ковзання (додаток А).

Література

1. Павленко В. С. Выбор подшипников качения по статической и динамической грузоподъёмности : учеб. пособие для вузов / В. С. Павленко – Киев : Выща школа, 1980. – 80 с.
2. Перель И. Я. Подшипники качения: расчёт, проектирование и обслуживание опор : справочник / И. Я. Перель, Л. А. Филатов – [2-е изд., перераб. и доп.] – М. : Машиностроение, 1992. – 608 с.
3. Нарыжкина В. Н. Подшипники качения: справочник-каталог / В. Н. Нарыжкина ; под ред. В. Н. Нарыжиной и Р. В. Коросташевского. – М. : Машиностроение, 1984. – 280 с.
4. ГОСТ 3189–89. Подшипники шариковые и роликовые. Система условных обозначений. – Введ. 01.01.1991.
5. Павлище В. Т. Підшипники кочення : основні параметри, конструкції опор, змащування, ущільнення та розрахунки ресурсу / В. Т. Павлище – Львів : Національний університет «Львівська політехніка», «Інтелект-Захід», 2001. – 136 с.

Додаток А

Класифікація підшипників кочення

Підшипники			Радіальні		Радіально-упорні			Упорні		Упорно-радіальні		
			Сприймають тільки радіальні навантаження. Не забезпечують осьове фіксування вала.		Сприймають радіальне і обмежують осьове навантаження. Забезпечують осьове фіксування вала.		Сприймають як радіальне, так і осьове навантаження одного напрямку	Сприймають як радіальне, так і осьове навантаження в обох напрямках		Сприймають тільки осьове навантаження одного напрямку	Сприймають тільки осьове навантаження в обох напрямках	Сприймають осьове і дуже обмежене радіальне навантаження одного напрямку
Кулькові	Несамоустановні	Однорядні										
		Дворядні і подвійні										
	Самоустановні	Дворядні сферичні										
Роликові	Несамоустановні	Однорядні										
		Дворядні і подвійні										
	Самоустановні	Дворядні сферичні										

Примітка:
 1. Підкреслені умови позначення основних типів підшипників даної групи.
 2. Знаком [H] відмічені нестандартні підшипники.
 3. Підшипники, відмічені зрештою, можуть сприймати лише незмітні осьові навантаження

Класифікація підшипників кочення

ВИВЧЕННЯ КОНСТРУКЦІЙ ТА ВИЗНАЧЕННЯ НЕСІВНОЇ ЗДАТНОСТІ ВАЛІВ ПЕРЕДАЧ ЗА ЗАДАНИХ КОЕФІЦІЄНТАХ ЗАПАСУ МІЦНОСТІ

6.1 Мета роботи: 1) ознайомлення з конструкціями валів зубчастих і черв'ячних передач; 2) вивчення методик перевірного розрахунку валів на міцність та жорсткість.

6.2 Теоретичні відомості

6.2.1 Класифікація та матеріали валів

Вали передач – це деталі, призначені для передачі обертального моменту в осьовому напрямку і підтримання деталей машин, що обертаються. В передачах використовують прямі вали у формі тіл обертання. Опорами валів є підшипники. Передача обертального моменту пов'язана з виникненням сил, які навантажують вали поперечними та осьовими силами і згинальними моментами. Під дією цих силових факторів поперечні перерізи валів знаходяться в складному напруженому стані, який і визначає форму вала в динаміці. Суттєве відхилення форми вала від допустимої внаслідок високої радіальної податливості або недопустимих коливань призводить до виходу з ладу всієї передачі. З цієї причини до валів висуваються високі вимоги з точності виготовлення, міцності, жорсткості, стійкості та коливань (вібростійкості).

Класифікують вали [1–5] за нижчезказаними ознаками:

1) *за призначенням* вали ділять на вали передач, які несуть на собі зубчасті колеса, фрикційні котки, зірочки, шківи, муфти, корінні вали машин, які окрім деталей передач, установлених на них, ще передають рух робочих ланок машин, вали двигунів внутрішнього згорання або знарядь, наприклад, коліс турбін, кривошипів, інструментів, затискних патронів тощо та спеціальні вали – розподільні та керувальні;

2) *за видом сил*, що навантажують вали, розрізняють прості, трансмісійні і торсіонні вали та осі. Прості вали (рис. 6.1, а, б, в, г) передають обертальний момент і сприймають осьові та радіальні (поперечні) сили, які зумовлюють згин вала. Трансмісійні вали або валопроводи передають обертальний момент на відносно велику відстань і, як правило, не несуть на собі інших деталей, наприклад, трансмісійний вал вантажного автомобіля. Торсіонні вали передають тільки обертальний момент. Осі тільки підтримують деталі і обертальний момент не передають;

3) *за формою геометричної осі* вали поділяють на прямі (рис. 6.1), із «ломаною» віссю – колінчасті вали (рис. 6.2) та криволінійною віссю – гнучкі вали (рис. 6.3) В поперечному перерізі форма вала може бути круглою, шліцевою або профільною;

4) за розташуванням та швидкохідністю вали поділяють на вхідні, проміжні та вихідні, швидко- та тихохідні. Швидкохідні вали часто виготовляють за одне ціле з ведучою ланкою передачі – вали-шестерні (рис. 6.1, г) та вали-черв'яки.

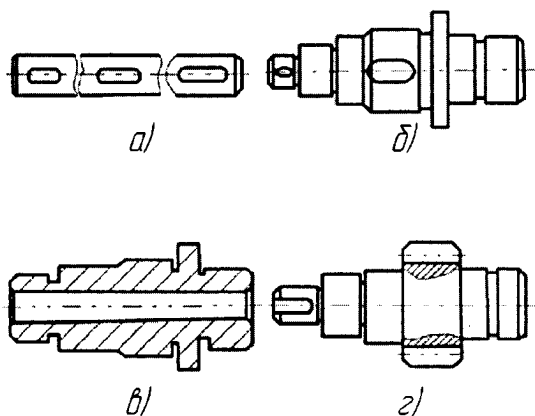


Рисунок 6.1 – Прямі вали

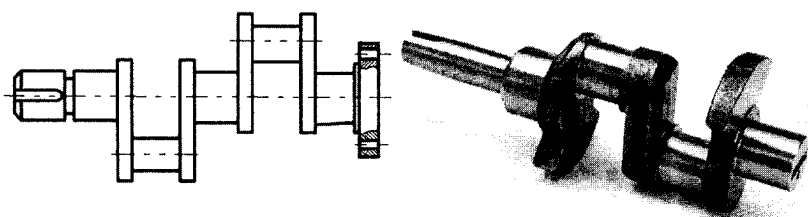


Рисунок 6.2 – Колінчастий вал



Рисунок 6.3 – Гнучкий вал

Для виготовлення валів в основному використовують конструкційні вуглецеві та леговані сталі марок 20, 30, 40, 45, 40Х, 40ХН, 18Х2Н4А, 40Х2НМА, 30ХГТ, 30ХГСА та інші [1–5]. Вали зі сталей піддають різним видам термічної та хіміко-термічної обробки. Вибір виду обробки визначається конструкціями вала та опор і умовами експлуатації. Швидкохідні вали, опорами яких є підшипники ковзання, вимагають високої твердості цапф; їх виготовляють із цементованих сталей 20Х, 12ХН3А, 12Х2Н4А, 18ХГТ або азотованих сталей типу 38Х2МЮА та ін. [6, 2]. Вали передач з жорсткими вимогами щодо маси (літальні апарати) виготовляють із титанових сплавів марок ВТ3-1, ВТ6, ВТ9 або інших міцних кольорових сплавів.

6.3 Конструктивні елементи валів та осей

Конструкція валів визначається деталями, які на них розміщуються, та розташуванням опор. Під час конструювання валів та осей беруть до уваги технологію збирання та розбирання механізму (машини), механічне оброблення, витрату матеріалу тощо. У конструкції ступінчастого вала умовно виділяють такі елементи: кінцеві ділянки; ділянки переходу від однієї сходинки до іншої; місця посадки підшипників, ушліфнень і деталей, що передають момент обертання. Кожен елемент має своє функціональне призначення (рисунок 6.4).

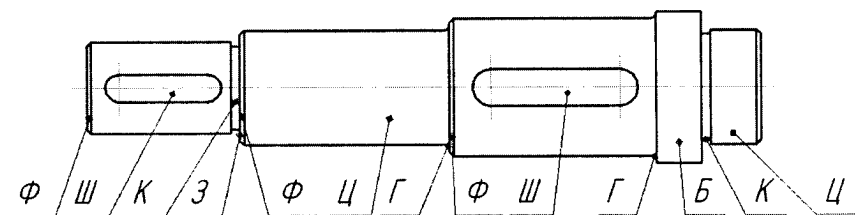


Рисунок 6.4 – Конструктивні елементи валів та осей

Означення конструктивних елементів валів та осей:

- цапфа (Ц) – ділянка вала (осі), якою він опирається на підшипник;
- заплечик (З) – перехідна торцева поверхня від одного перерізу вала (осі) до іншого, призначена для упору деталей, встановлених на валу або осі;
- буртик (Б) – кільцеві потовщення вала (осі), що становить одне ціле з валом (віссю);
- канавка (К) – поглиблення на поверхні меншого діаметра між сусідніми ступенями валів: призначена для щільного прилягання посадкової деталі до заплечиків (буртика), виходу шліфувального круга, у випадку оброблення поверхні меншого діаметра, виходу різенарізного інструмента. Ці канавки підвищують концентрацію напружень;

– галтель (Γ) – криволінійна поверхня плавного переходу від меншого діаметра перерізу вала (осі) до плоскої частини заплечика або буртика.

– фаска (Φ) – скошена частина бічної поверхні вала (осі) біля торця вала (осі), заплечика або буртика. Служить для полегшення складання та запобігання травмування людей. Радіуси заокруглень галтелями і розміри фасок приймають за ГОСТ 12080–66 залежно від діаметра вала;

– шпонковий паз (Ш) – поглиблення в валах для встановлення шпонок. Виконують на ділянках кріплення деталей, що передають обертальний момент. Розміри пазів шпонок приймають за ГОСТ 23360–78.

Посадкові поверхні валів називають цапфами, які ділять на шийки, коли вони розташовані у внутрішніх зонах вала, та шипи у випадку розміщення їх на кінцях вала. Посадкові поверхні (шийки) під маточини деталей, що насаджуються на вали, виконують циліндричними та конічними (рис. 6.5, а, б, в). Конічні цапфи полегшують збирання деталей з валом та їх демонтаж, підвищують точність центрування та фіксують деталі в осьовому напрямку, але більш складні у виготовленні, тому основне застосування мають циліндричні цапфи як більш прості. Поверхні шийок валів, на яких розташовують підшипники, разом із поверхнями упорних буртиків (див. рис. 6.1, б, г) є основними конструктивними базами вала, які однозначно визначають його розташування в механізмі. До цих поверхонь висувають найбільш жорсткі вимоги за точністю та шорсткістю (6...8 квалітет точності та шорсткість $Ra = 0,4...0,8$ мкм). Цапфа, яка розташована на кінці вала (осі) і призначена, в основному, для сприйняття осьового навантаження, називається п'ятою.

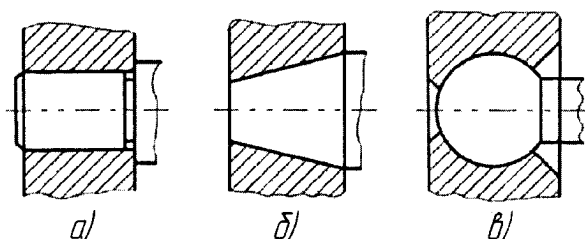


Рисунок 6.5 – Основні типи цапф під підшипник ковзання

6.4 Основи розрахунку валів на міцність та жорсткість

6.4.1 Розрахунок валів на міцність

За відомих зовнішніх навантажень вали розглядають як балки, шарнірно закріплені на двох жорстких опорах. Точки прикладання реакцій опор визначаються типом підшипників, в яких встановлюється вал (рис. 6.6, а, б, в, г, д, е) [1–5].

Сили на вали передаються через поверхні контакту насаджених (зубчасті колеса, шків, зірочки, муфти тощо) на вали деталей (рис. 6.5, е). З метою спрощення розрахунків приймають ці сили (моменти) зосередженими та прикладеними посередині маточини або на відстані $(0,2 \dots 0,25)l$ від її країв, де l – довжина маточини. Якщо вал установлений в підшипниках ковзання, що не можуть самоустановлюватись, то тиск по довжині підшипника внаслідок деформації вала розподіляється несиметрично, і умовна опора розташовується на відстані $(0,25 \dots 0,3)l$ від торця підшипника, але не більше половини діаметра вала від кромки підшипника з боку навантаженого прогону.

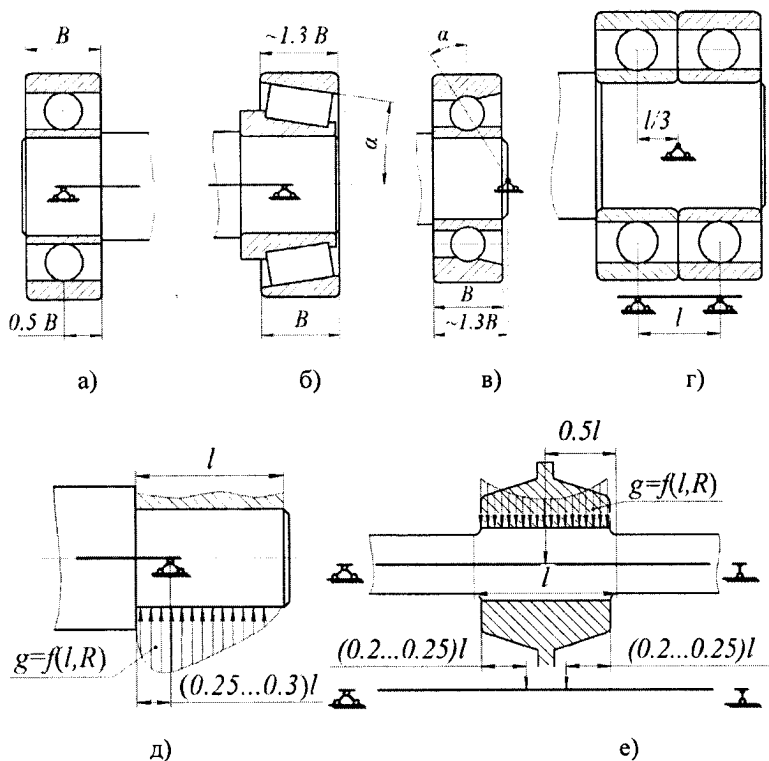


Рисунок 6.6 – Розташування розрахункових точок опор

Вали розраховують на статичну та втомну міцності, жорсткість і вібростійкість. Розрахунки на міцність є основними для валів приводів з механічними передачами. Ці розрахунки виконують в три етапи. На першому

етапі за відсутності даних про згинальні моменти виконують попередній розрахунок вала за відомим обертальним моментом T та заниженими значеннями допустимого напруження під час кручення (такі напруження, як правило, виникають в поперечних перерізах вихідних кінців валів) [1–5]:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 10^3 \cdot T}{\pi [\tau_k]}} \approx 17 \sqrt[3]{T / [\tau_k]}, \quad (6.1)$$

де d – діаметр вала, мм; T – обертальний момент, Н·м; $[\tau_k] = 12 \dots 30$ МПа – занижене значення допустимого напруження під час кручення для всіх марок сталей [3, 4].

Часто діаметр хвостовика швидкохідного вала передачі за безпосереднього з'єднання його з приводним двигуном беруть таким, що конструктивно дорівнює $(0,8 \dots 1,0) \cdot d_{дв}$ (тут $d_{дв}$ – діаметр вала двигуна). Діаметри валів також можуть визначатись за емпіричними залежностями, отриманими на основі узагальнення проектного та експлуатаційного досвідів [3, 7].

На другому етапі розробляють конструкцію вала із забезпеченням технологічності його виготовлення та складання.

На третьому етапі виконують перевірі розрахунки вала на статичну та втомну міцності, жорсткість, стійкість та вібростійкість.

На статичну міцність вали розраховують за найбільшим можливим короткочасним навантаженням (з урахуванням динамічних та ударних навантажень) за умови, що повторюваність цього навантаження мала і не може викликати втомного руйнування (наприклад, за навантаженням в момент пуску машини). Вали, в основному, працюють в умовах згину та кручення, а напруження від осьових сил малі і їх впливом можна знехтувати. Оскільки вали, як правило, виготовляють із пластичних матеріалів, то еквівалентне напруження $\sigma_{екв}$ в небезпечному перерізі визначають за енергетичною гіпотезою міцності за формулою:

$$\sigma_{екв} = \sqrt{\sigma_{зг}^2 + \left(\frac{\sigma_m}{\tau_m}\right)^2} \tau_k \leq \sigma_m / [n], \quad (6.2)$$

де $\sigma_{зг}$ та τ_k – відповідно, напруження згину та кручення; σ_m та τ_m – межі текучості під час розтягу та кручення; $[n]$ – допустимий запас міцності. Зазвичай приймають $[n] = 1,2 \dots 1,8$ [4].

Виражаючи напруження через моменти – $\sigma_{зг} = M_{зг}/W_{зг}$; $\tau_k = T/W_p = T/2W_{зг}$ та взявши $(\sigma_m/\tau_m)^2 = 3 \dots 4$ [3] отримаємо:

$$\sigma_{екв} = \frac{1}{W_{зг}} \sqrt{M_{зг}^2 + (1 \dots 0,75)T^2} \leq [\sigma_{зг}] \quad (6.3)$$

де $W_{зг} = \pi d^3/32$ – осевий момент опору перерізу вала під час згину; W_p – полярний момент опору перерізу вала під час кручення; $\sigma_{зг} = \sigma_m / [n]$ – допустиме напруження на згин, величина якого залежить від марки матеріалу, геометричних розмірів та умов роботи вала.

Під час виконання проектного розрахунку вала на статичну міцність приймають $\sigma_{екв} = [\sigma_{зг}]$ і після нескладних перетворень залежності (6.3) визначають діаметр вала в небезпечному перерізі:

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 10^3}{\pi [\sigma_{зг}]} \cdot \sqrt{M_{зг}^2 + (1 \dots 0,75) T^2}} \approx 22 \sqrt{[\sigma_{зг}]^{-1} \cdot M_{зг}}, \quad (6.4)$$

де d – в мм; $[\sigma_{зг}]$ – в МПа; $M_{зг} = \sqrt{M_{зг}^2 + (1 \dots 0,75) T^2}$ – зведений момент, Н·м. Якщо форма поперечного перерізу вала відрізняється від круглої, то в розрахункові формули для $W_{зг}$ необхідно внести відповідні корективи [4]. Формула (6.4) може бути використана для перевірного розрахунку за умови $d \leq d_k$, де d_k – діаметр вала в небезпечному перерізі, отриманий під час розроблення конструкції вала на другому етапі розрахунку.

Небезпечні перерізи вала визначають під час побудови епюр згинальних, крутних та зведених моментів.

Втомна міцність (витривалість) валів для більшості сучасних швидкохідних машин має визначальне значення, оскільки втомне руйнування валів складає 40...50 % випадків виходу валів з ладу, а під час роботи валів з великими перевантаженнями може проявлятися мало циклова втомленість [3].

Під час розрахунку на втомну міцність визначають, як правило, коефіцієнт запасу міцності за залежністю [3]

$$n = \frac{n_\sigma \cdot n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} \geq [n_B], \quad (6.5)$$

де $n_\sigma = \sigma_{-1} / (K_{\sigma D} \cdot \sigma_a + \psi_\sigma \cdot \sigma_m)$ – коефіцієнт запасу за нормальними напруженнями (відсутність кручення); $n_\tau = \tau_{-1} / (K_{\tau D} \cdot \tau_a + \psi_\tau \cdot \tau_m)$ – коефіцієнт запасу за дотичними напруженнями (відсутність згину); $[n_B] = 1,5 \dots 2$ [4] – допустимий запас втомної міцності; $\sigma_{-1}, n_{-1}, \tau_{-1}$ – відповідно, межі витривалості матеріалу вала під час згину та кручення за симетричним знакозмінним циклом;

$$K_{\sigma D} = (K_\sigma / \varepsilon + K_R - 1) / K_v, \quad K_{\tau D} = (K_\tau / \varepsilon + K_R - 1) / K_v, \quad (6.6)$$

відповідно, сумарні коефіцієнти, які враховують вплив всіх факторів на опір втомі під час згину та кручення; σ_a , τ_a , σ_m , τ_m – відповідно, амплітудні (змінні) та середні (постійні) складові згинальних та крутних напружень; ψ_σ , ψ_τ – коефіцієнти, які враховують чутливість матеріалу вала до асиметрії циклу напружень, відповідно, нормальних і дотичних; K_σ , K_τ – ефективні коефіцієнти концентрації напружень під час згину та кручення; ε – коефіцієнт впливу абсолютних розмірів поперечного перерізу вала; K_R – коефіцієнт впливу шорсткості поверхні вала; K_v – коефіцієнт впливу зміцнювального оброблення (вводиться для валів із поверхневим зміцненням). Збільшення втомної міцності та зменшення концентрації напружень на перехідних ділянках валів виконується різними конструктивними та технологічними методами [1–6].

6.4.2 Розрахунок валів на жорсткість

Пружні переміщення, повороти та закручування перерізів валів несприятливо впливають на роботу зв'язаних з ними деталей: зубчастих коліс, шківів, зірочок, підшипників тощо. Цей вплив збільшує концентрацію напружень та зношування валів, знижує опір втомі деталей, з'єднань і точність механізмів. Крутильна та згинальна жорсткість валів має важливе значення з метою запобігання резонансних явищ в передачах. Прогини валів по-різному впливають на роботу, наприклад, пасових, ланцюгових і зубчастих передач. Вали пасових і ланцюгових передач, зазвичай, на жорсткість не розраховують, оскільки пружні переміщення валів цих передач на їх роботі практично не позначаються.

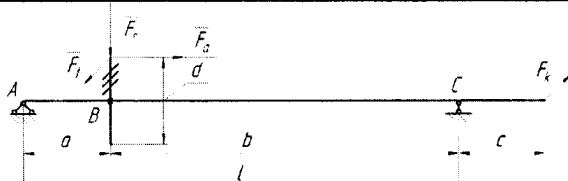
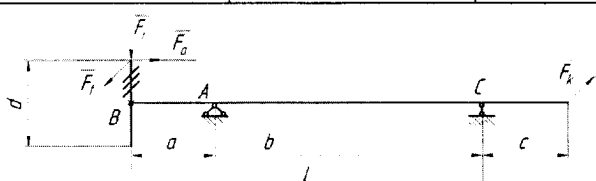
Пружні переміщення валів зубчастих і черв'ячних передач спричиняють взаємний перекид коліс і концентрацію навантаження по довжині контактних ліній, а також розсування осей, яке несприятливе для кругогвинтових передач (передачі Новікова), а в евольвентних передачах приводить до деякого зменшення тривалості зачеплення.

Повороти перерізів валів в опорах приводять до нерівномірного розподілу тиску по довжині тіл кочення в роликопідшипниках та можуть спричинити защемлення кульок в кулькових підшипниках.

Основна мета розрахунків валів на жорсткість – прогини, повороти та закручування перерізів валів в місцях установа коліс, підшипників та інших відповідальних деталей не повинні перевищувати допустимі межі, які визначаються вимогами до конструкції та особливостями роботи механізмів.

Прогини та кути поворотів характерних перерізів визначають за інтегралами Мора або за правилом Верещагіна. Типові схеми навантаження валів зубчастих передач та формули для визначення прогинів осей і кутів повороту перерізів наведені в таблицях 6.1 та 6.2 [4].

Таблиця 6.1 – Типові схеми навантаження та формули для визначення прогинів і кутів повороту характерних перерізів вала

			
Величина	Дієва сила		
	F_1	F_a	F_k
θ_A	$-\frac{F_1 ab}{6EI}(l+b)$	$-\frac{F_a d}{12EI}(2l^2 - 6al + 3a^2)$	$-\frac{F_k lc}{6EI}$
θ_B	$-\frac{F_1 ab}{3EI}(b-a)$	$-\frac{F_a d}{12EI}(2l^2 - 6al + 6a^2)$	$\frac{F_k c}{6EI}(3a^2 - l^2)$
θ_C	$\frac{F_1 ab}{6EI}(l+a)$	$-\frac{F_a d}{12EI}(l^2 - 3a^2)$	$\frac{F_k lc}{3EI}$
δ_B	$-\frac{F_1 a^2 b^2}{3EI}$	$\frac{F_a da}{12EI}(2l^2 - 6al + 4a^2)$	$\frac{F_k ac}{6EI}(a^2 - l^2)$
			
Величина	Дієва сила		
	F_1	F_a	F_k
θ_A	$\frac{F_1 la}{3EI}$	$\frac{F_a ld}{6EI}$	$-\frac{F_k lc}{6EI}$
θ_B	$\frac{F_1 a}{6EI}(3a+2l)$	$-\frac{F_a d}{6EI}(3a+l)$	$-\frac{F_k lc}{6EI}$
θ_C	$-\frac{F_1 dl}{6EI}$	$\frac{F_a ld}{12EI}$	$\frac{F_k lc}{3EI}$
δ_B	$-\frac{F_1 a^2}{3EI}(a+l)$	$\frac{F_a ad}{12EI}(3a-2l)$	$\frac{F_k alc}{6EI}$

Таблиця 6.2 – Матеріал, навантаження, частота обертання та допустимі коефіцієнти запасу статичної та втомної міцності зразків валів

Прямий ступінчастий вал								
Матеріал вала та його механічні властивості					Навантаження, частота обертання та допустимі коефіцієнти запасу міцності			
Сталь	σ_B	σ_T	σ_{-1}	τ_{-1}	P , кВт	n_o , хв ⁻¹	$[n]$	$[n_o]$
	МПа							
45	800	550	350	210	5,0	330	1,8	2,0
40X	800	650	360	210	4,5	280	1,6	1,8
20X	650	400	300	60	3,5	420	1,7	1,8
12ХН3А	950	700	420	210	7,5	180	1,3	1,6
18ХГТ	1150	950	520	280	10,0	165	1,2	1,5
Вал-шестерня								
Матеріал вала та його механічні властивості					Навантаження, частота обертання та допустимі коефіцієнти запасу міцності			
Сталь	σ_B	σ_T	σ_{-1}	τ_{-1}	F_t , кН	n_o , хв ⁻¹	$[n]$	$[n_o]$
	МПа							
45	900	650	380	230	2,0	800	1,7	2,0
40X	900	750	410	240	2,5	765	1,6	1,8
12Х2Н4А	1100	850	500	250	3,0	640	1,4	1,7
12ХН3А	950	700	420	210	2,6	730	1,3	1,6
18ХГТ	1150	950	520	280	3,5	550	1,2	1,5
Вал-черв'як								
Матеріал вала та його механічні властивості					Навантаження, частота обертання та допустимі коефіцієнти запасу міцності			
Сталь	σ_B	σ_T	σ_{-1}	τ_{-1}	F_t , кН	n_o , хв ⁻¹	$[n]$	$[n_o]$
	МПа							
45X	900	750	410	240	0,9	1460	1,5	1,8
40ХН	1000	800	420	240	0,8	1480	1,4	1,7
20X	650	400	300	60	2,0	730	1,8	2,0
18ХГТ	1150	950	520	280	1,0	1430	1,3	1,5
12ХН3А	950	700	420	210	3,0	650	1,4	1,6

Сумарні кути повороту та прогини валів в характерних перерізах валів визначають за правилом геометричного підсумовування. Наприклад, для схем навантаження валів, наведених в табл. 6.1, кут повороту перерізу в точці A та прогин в точці B осі вала можна розрахувати за залежностями [2], відповідно:

$$\theta_{Az} = \sqrt{\theta_A^2(F_t) + [\theta_A(F_r) + |\theta_A(F_a)|]^2} \leq [\theta]; \quad (6.7)$$

$$\delta_{Bz} = \sqrt{\delta_B^2(F_t) + [\delta_B(F_r) + |\delta_B(F_a)|]^2} \leq [\delta], \quad (6.8)$$

де $\theta_A(F_i)$ – кут повороту перерізу на опорі A від відповідної сили F_i ($i = t; r; a$); $\delta_B(F_i)$ – прогин осі вала у точці B від відповідної сили; $[\theta]$, $[\delta]$ – допустимий кут повороту та прогину, відповідно.

За аналогічними залежностями можна знайти прогини та кути повороту перерізів в інших характерних місцях вала.

Допустимі значення прогинів та кутів повороту перерізів валів залежать від вимог до конструкції механізмів, їх особливостей роботи та умов експлуатації, так, наприклад, допустимі кути повороту перерізів для підшипникових опор валів лежать в межах (0,001...0,05) радіан [4]. Менші значення приймають для підшипників ковзання, а більші – для сферичних кулькових підшипників. З метою зниження концентрації навантаження на зубці максимальний прогин валів, які несуть зубчасті колеса, не повинен перевищувати (0,0002...0,0003)· l [4], де l – відстань між точками прикладання реакцій опор. Допустимі прогини валів під колесами призначають [4]: 0,01· m_n – для циліндричних зубчастих передач; (0,005...0,008)· m – для конічних, гіпоїдних, глобоїдних та черв'ячних передач (тут m_n , m – стандартні модулі передач).

Для багатьох механізмів крутильна жорсткість валів не має такого значення як згинальна, тому перевірка валів цих механізмів на крутильну жорсткість не виконується. Якщо ж привод машин здійснюється від поршневих двигунів внутрішнього згорання, то крутильна жорсткість вала, з точки зору запобігання резонансним явищам та збільшення стійкості зубчастих передач (зменшення концентрації напружень по довжині контактних ліній), дуже важлива.

Кут φ (рад.) закручування циліндричної ділянки вала довжиною l (мм) під дією обертового (крутного) моменту T (Н·м) можна визначити за формулою [3]

$$\varphi = 10^3 \cdot T \cdot l / (G \cdot I_o \cdot k) \leq [\varphi], \quad (6.9)$$

де G – модуль зсуву матеріалу вала, МПа; I_0 – полярний момент перерізу вала, мм⁴; k – коефіцієнт зниження жорсткості вала, який враховує ослаблення та таке ін. [1]; $[\varphi]$ – допустимий кут закручування, що визначається вимогами до роботи та умовами експлуатації машини, механізму тощо.

Жорсткість реального ступінчастого вала у випадках спрощеного розрахунку зазвичай оцінюють за еквівалентною ступінчастому валу моделлю вала постійного перерізу (гладкий вал) діаметром

$$d_{екв} = \left[\sum_{i=1}^n (l_i \cdot L^{-1} \cdot d_i^{-4}) \right]^{-0,25} \quad (6.10)$$

де L – довжина вала; l_i, d_i – довжина та діаметр i -ої ділянки вала.

6.5 Порядок виконання роботи

6.5.1 Деталі, інструменти та наочні посібники, необхідні для виконання роботи.

6.5.1.1 Реальні прямі ступінчасті вали, вали-шестерні та вали-черв'яки різних конструкцій.

6.5.1.2 Штангенциркулі та металеві лінійки.

6.5.1.3 Довідники та плакати: «вали та осі»; «конструкції підшипникових вузлів механізмів».

6.5.2 Послідовність виконання роботи

6.5.2.1 Уважно ознайомитися з пунктами 6.1–6.4 лабораторної роботи № 6.

6.5.2.2 Після співбесіди з викладачем по суті змісту лабораторної роботи отримати у нього зразок вала та дані про його матеріал, навантаження та допустимі значення коефіцієнтів запасу міцності (табл. 6.2).

6.5.2.3 Накреслити ескіз вала із дотриманням вимог стандартів, виміряти всі діаметральні та лінійні розміри вала і нанести їх на ескіз. Визначити основні та допоміжні конструкторські бази (поверхні) вала. Цей пункт стосується будь-яких заданих викладачем зразків вала.

6.5.2.4 Попередньо, орієнтуючись заданим навантаженням та конструктивною формою вала, визначити (оцінити) можливі небезпечні перерізи вала.

6.5.2.5 Якщо викладачем як зразок видано прямий ступінчастий вал, то за заданими значеннями коефіцієнта запасу статичної міцності $[n]$, вимірним діаметром d (мм) вала в передбачуваному небезпечному перерізі за заданим напруженням текучості матеріального вала σ_T (МПа) розрахувати зведений момент на валу за формулою, що отримана із залежності (6.4)

$$M_{зв} = 9,4 \cdot 10^{-5} \cdot d^3 \cdot \sigma_T / [n], \text{ Н}\cdot\text{м}. \quad (6.11)$$

6.5.2.6 Обертальний момент T для зразків прямих ступінчастих валів розрахувати за заданою потужністю P (кВт) та частотою обертання n_0 (хв⁻¹) за залежністю

$$T = 9550P / n_0, \text{ Н}\cdot\text{м}. \quad (6.12)$$

6.5.2.7 Сумарний згинальний момент в небезпечному перерізі прямого ступінчастого вала знайти за формулою:

$$M_{z_2} = \sqrt{M_{z_1}^2 - T^2}. \quad (6.13)$$

6.5.2.8 За відсутності спеціальних вказівок викладача вважати, що прямих ступінчастий вал в небезпечному перерізі навантажено системою збіжних ортогональних сил F_1 і F_2 , що спричиняють косий згин вала. Ортогональні сили пов'язані між собою залежністю $F_2 = 0,364 F_1$ (за аналогією зв'язку між коловою F_t та радіальною F_r силами в прямокутному циліндричному зачепленні за кута зачеплення $\alpha = 20^\circ$). За такої схеми навантаження вала сили F_1 і F_2 можна розрахувати за простими залежностями:

$$F_1 = M_{z_1} / \bar{l} \quad \text{та} \quad F_2 = M_{z_2} / \bar{l}, \quad (6.14)$$

де, після нескладних алгебраїчних перетворень, згинальні моменти M_{z_1} та M_{z_2} в небезпечному перерізі від сил F_1 і F_2 можна розрахувати за простими співвідношеннями:

$$M_{z_1} = 0,939 \cdot M_{z_2}; \quad M_{z_2} = 0,342 \cdot M_{z_1}; \quad (6.15)$$

$\bar{l} = l_1 \cdot l_2 / (l_1 + l_2)$; l_1 та l_2 – відповідно, відстані від точки прикладання сил F_1 і F_2 до точок прикладання реакцій в опорах вала;

$M_{z_2} = \sqrt{M_{z_1}^2 + M_{z_2}^2}$ визначається за формулою (6.13).

6.5.2.9 Вважаючи прямих ступінчастий вал статично визначеною балкою, навантаженою в небезпечному перерізі силами F_1 і F_2 і обертальним моментом T , визначити реакції опор і побудувати епюри обертального та згинального моментів в горизонтальній і вертикальній площинах.

6.5.2.10 Орієнтуючись за схемами, наведеними в табл. 6.1, розрахувати прогин осі вала та повороти перерізу в точках, вказаних викладачем, і порівняти їх з допустимими значеннями, визначеними за довідниками.

6.5.2.11 Якщо викладачем як зразок задано вал-шестерню або вал-черв'як, то обертальний момент T визначити за формулою

$$T = 0,5F_t \cdot d_0, \text{ Н}\cdot\text{м}, \quad (6.16)$$

де F_t в Н – задано викладачем з табл. 6.2;
 $d_o \approx d_a \cdot z / [\cos \beta (z / \cos \beta + 2)]$ – дільний діаметр для коліс циліндричних зубчастих передач; $d_o \approx d_{a1} \cdot z_1 / [tg \gamma (z_1 / tg \gamma + 2)]$ – дільний діаметр черв'яка для черв'ячних передач; d_a , d_{a1} – відповідно, діаметр вершин зубців шестерні та витків черв'яка, м; z , z_1 – відповідно, число зубців шестерні та заходів черв'яка; β та γ – відповідно, кут нахилу зубців колеса до твірної дільного циліндра та кут підйому витків черв'яка, знаходяться вимірюванням, наприклад за відбитком на міліметровому папері.

6.5.2.12 Для валів-шестерень та валів-черв'яків визначити радіальні та осьові сили за залежностями:

1) для циліндричних передач:

$$F_r = F_t \cdot tg \alpha; \quad (6.17)$$

$$F_a = F_t \cdot tg \beta; \quad (6.18)$$

2) для черв'ячних передач:

$$F_r \approx F_t \cdot tg \alpha / \sin \gamma; \quad (6.19)$$

$$F_a \approx F_t / tg \gamma; \quad (6.20)$$

де $\alpha = 20^\circ$ – кут профілю зубця циліндричного колеса та витка черв'яка в осьовому перерізі.

6.5.2.13 Для валів-шестерень та валів-черв'яків виконати розрахунки та графічні побудови, аналогічні пунктам 6.5.2.9 і 6.5.2.10.

6.5.2.14 Розрахувати заданий зразок вала на втомну міцність та підготувати звіт з лабораторної роботи. Довідкові дані, необхідні для розрахунку на втомну міцність, визначити за підручниками [1, 7] та довідниками.

6.6 Звіт з лабораторної роботи

6.6.1 Звіт повинен містити такі розділи:

- 1) мета лабораторної роботи;
- 2) основні теоретичні відомості в конспективному викладі;
- 3) ескіз заданого вала;
- 4) основні результати розрахунків – рекомендується оформляти у вигляді таблиць;
- 5) епюри згинальних та обертального моментів;
- 6) висновки з лабораторної роботи, в яких слід навести оцінку навантажувальної здатності заданого вала відповідно до розрахованих коефіцієнтів запасу міцності та жорсткості.

Контрольні питання

1. Яке функціональне призначення валів?
2. За якими основними ознаками класифікують вали?
3. Які поверхні валів називають шийками і шипами?
4. Які матеріали використовують для виготовлення валів?
5. Як передаються на вали зусилля від установлених на них деталей?
6. На які види міцності виконують розрахунки валів?
7. Чому вали необхідно розраховувати на жорсткість?
8. Які вали необхідно розраховувати на вібростійкість та чому?
9. За яким навантаженням розраховують вали на статичну міцність?
10. З яких етапів складається розрахунок вала?
11. З якою метою будують епюри згинальних та обертальних моментів, що діють в поперечних перерізах валів?
12. Чому під час розрахунку валів на міцність можна знехтувати впливом осьових сил?
13. Як впливають повороти перерізів вала на роботу зв'язаних з ним деталей?
14. Вали яких механізмів і машин слід обов'язково розрахувати на крутильну жорсткість?
15. Поясніть, в чому різниця між запличком і буртиком.
16. Чим обгрунтовується необхідність виготовлення порожнистих валів?

Література

1. Павлище В. Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин / В. Т. Павлище – Львів : Афіша, 2004. – 578 с.
2. Мархель І. І. Деталі машин : навч. посібник / І. І. Мархель – К. : Алєрта, 2005. – 368 с.
3. Решетов Д. Н. Детали машин : учеб. для студентов машиностроительных и механических специальностей вузов / Д. Н. Решетов – [4-е изд., перераб. и доп.]. – М. : Машиностроение, 1989. – 496 с.
4. Иосилевич Г. Б. Детали машин : учебник для студентов машиностроительных спец. вузов / Г. Б. Иосилевич – М. : Машиностроение, 1988. – 496 с.
5. Иванов М. Н. Детали машин : учеб. для студентов высш. техн. учебных заведений / М. Н. Иванов – М. : Машиностроение, 1988. – 368 с.
6. Сторожев В. П. Механические передачи / В. П. Сторожев – К. : Алєрта, 2005. – 783 с.
7. Дунаев П. Ф. Конструирование узлов и деталей машин : учеб. пособие для машиностроит. спец. вузов / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов – [4-е изд., перераб. и доп.]. – М. : Высш. шк., 1985. – 416 с.

ВИЗНАЧЕННЯ КРИТИЧНОЇ ЧАСТОТИ ОБЕРТАННЯ ВАЛА

7.1 Мета роботи: 1) провести дослідження динамічної нестійкості під час резонансу вала, що обертається; 2) оцінити вплив на величину критичної частоти обертання вала маси насадженого на вал диска, його розташування на валу, відстані між опорами вала та його дисбалансу.

7.2 Загальні та теоретичні відомості

Пружні коливання валів із такими закріпленими на них деталями, як зубчасті та черв'ячні колеса, шківни, зірочки тощо, виникають за дії сил, що періодично змінюються. Незначні за величиною коливання вала біля положення рівноваги стають небезпечними, коли частота його вимушених коливань збігається з частотою власних коливань системи вала (вал, насажені на нього деталі, опори вала тощо). В цьому випадку виникають резонансні коливання вала. За резонансних коливань напруження, що діють у поперечних перерізах вала, суттєво зростають і визначаються не зовнішнім навантаженням, а силами інерції мас системи вала, що коливається. Резонанс є дуже небезпечним явищем для міцності конструкції машини і його потрібно уникати.

У валах можуть виникати поздовжні, крутильні та поперечні коливання. Поздовжні коливання пов'язані зі змінною складовою поздовжньої сили і мають короткий період, оскільки відновлювальна сила за рахунок значної осьової жорсткості велика. Тому під час проектування валів їх поздовжніми коливаннями нехтують.

Крутильні коливання пов'язані з дією змінного в часі обертового моменту. У цьому випадку періодично змінюється деформація кручення вала, і у системі вала, як у будь-якій механічній системі, збуджуються коливання. Крутильна жорсткість вала значно менша за його згинальну, тому власна частота коливань менша частоти поперечних (згинальних) коливань вала, що в загальному випадку дозволяє систему вала розраховувати тільки на поперечні коливання. В курсі «Деталі машин» розглядають, в основному, поперечні коливання валів. Розрахунок валів на поперечні коливання (вібрацію) зводиться до перевірки умов відсутності резонансу за усталеного режиму роботи механізму, машини тощо. Причиною виникнення поперечних коливань здебільшого є недостатньо точне балансування розташованих на валу деталей. Деталі, що обертаються, неможливо ідеально збалансувати у зв'язку з неминучими похибками технологічного характеру. Від дисбалансу виникають сили інерції, які деформують вал відносно осі обертання на величину у (прогин вала). Це спричиняє появу сили пружного опору деформації.

Частота обертання, за якої частота вимушених коливань $\omega_{\text{вк}}$ збігається з частотою власних коливань ω_o системи вала, а відцентрова сила $F_{\text{від}}$ врівноважується силою пружності $F_{\text{пр}}$, називається критичною.

Схема поперечних коливань вала для найпростішого випадку, коли диск вагою $G = mg$ (тут m – маса диска, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – прискорення вільного падіння) розташований посередині вала, а центр ваги цієї системи вала зміщено відносно геометричної осі вала на величину ексцентриситету e , показана на рисунку 7.1, а, б, в, для двох випадків: б) – власна частота $\omega_o > \omega_{\text{вк}}$; в) – власна частота $\omega_o < \omega_{\text{вк}}$. Опори вала в цій системі є абсолютно жорсткими і участі в коливаннях цієї системи не беруть.

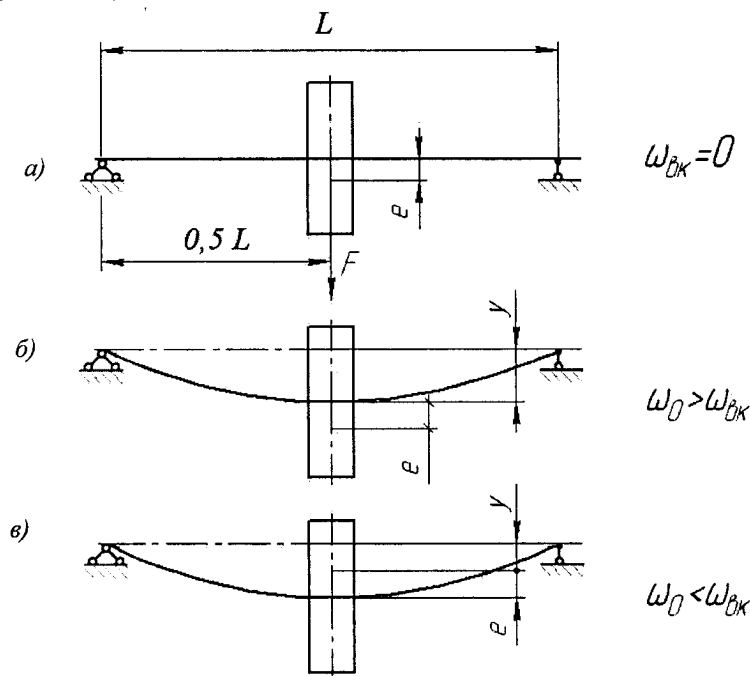


Рисунок 7.1 – Схема поперечних коливань системи вала (вал – диск масою m) за симетричного розташування диска між опорами вала

За умови рівномірного обертання ($\omega_{\text{вк}} = \text{const}$) та відсутності тертя в цій системі вала, вал від дії відцентрової сили $F_{\text{від}}$ прогинається на величину [1]:

$$y = \frac{e}{\left(\frac{1}{\lambda m \omega_{\text{вк}}^2} - 1\right)} = \frac{e}{\left(\frac{\omega_o^2}{\omega_{\text{вк}}^2} - 1\right)}, \quad (7.1)$$

де

$$\omega_o = \sqrt{\frac{1}{\lambda m}} = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (7.2)$$

– власна частота поперечних коливань системи вала, k – згинальна жорсткість системи вала (тут $\lambda = y_{cm} / mg = k^{-1}$ – податливість вала (прогин від одиничної сили); y_{cm} – статичний прогин вала від дії сили ваги диска ($G = mg$) за нехтування власною вагою вала).

За відсутності тертя в розглянутій системі вала у випадку, коли $\omega_{вк} = \omega_{кр} = \omega_o$, $y = \infty$. В реальних системах під час резонансу різко зростає амплітуда коливань (прогин y) і за тривалого часу дії резонансних коливань може відбуватись руйнування вала. Зміна амплітуди (прогину y) поперечних коливань розглянутої системи вала (див. рис. 7.1) показана на рис. 7.2, з якого видно, що функція $f = y(\omega_{вк})$ в зоні $\omega_{вк} = \omega_{кр} = \omega_o$ має розрив.

У випадку зростання $\omega_{вк}$ у закритичній ділянці $\omega_{вк} > \omega_o$, $y < 0$ (див. рис. 7.1), що фізично означає протилежність напрямів прогину y і ексцентриситету e (див. рис. 7.1, в), центр незбалансованої маси системи вала наближається до його геометричної осі обертання. Якщо $\omega_{вк} \rightarrow \infty$, то прогин $y \rightarrow e$, і в цьому випадку центр мас системи вала буде розташований на його осі обертання (відбувається самовстановлення вала). Такий процес використовують у швидкісних механізмах, в яких для збереження стійкості встановлюють гнучкий вал з низькою власною частотою коливань. Вали, що працюють у докритичній ділянці, називають твердими, у закритичній – гнучкими.

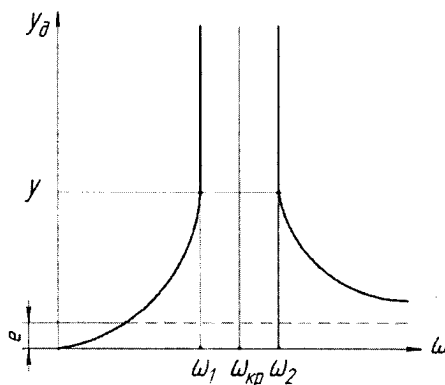


Рисунок 7.2 – Залежність прогину y в системі вала (див. рис. 7.1) від кутової швидкості $\omega_{вк}$

Згідно з (7.2) критична кругова частота обертання вала $\omega_{кр} = \omega_0$ залежить тільки від його статичного прогину y_{cm} . Лінійну критичну частоту $n_{кр}$ обертання вала можна знайти за відомою залежністю [6]

$$n_{кр} = 30 \cdot \omega_{кр} / \pi = (30 / \pi) \cdot \sqrt{1 / \lambda m} = (30 / \pi) \cdot \sqrt{g / y_{cm}}. \quad (7.3)$$

Якщо у (7.3) підставити $g = 9,8 \text{ м/с}^2$, то отримаємо

$$n_{кр} \approx 30 \cdot y_{cm}^{-0,5}, \quad (7.4)$$

де y_{cm} – в метрах.

Для статично визначеної балки, навантаженої посередині (див. рис. 7.1), прогин y_{cm} розраховується за формулою [6]:

$$y_{cm} = (mg L^3 / (48EI_x)), \quad (7.5)$$

де E – модуль пружності матеріалу вала; $I_x \approx 0,05 \cdot d^4$ [6] – осьовий момент інерції перерізу вала; L – відстань між опорами вала (робоча довжина вала).

За несиметричного розташування диска між опорами вала розрахункову величину статичного прогину визначають за залежністю:

$$y_{cm} = [mga^2(L-a)^2] / (3ELI_x), \quad (7.6)$$

де a – відстань від середини диска до лівої опори, мм.

Експериментально статичний прогин вала y_{cm} визначають за допомогою додаткового (контрольного) вантажу та індикатора годинникового типу за схемою, показаною на рис. 7.3.

Індикатор годинникового типу встановлюють над диском системи вала (рис. 7.3) та налаштовують на «нуль». Після підвішування до диска додаткового вантажу масою m_0 вал додатково прогинається на величину $\Delta y_{cm} = y_{cm} - y_{cme}$, яка фіксується за індикатором.

Оскільки жорсткість k або податливість λ системи вала від навантаження його додатковою масою не змінюється, то є очевидною рівність

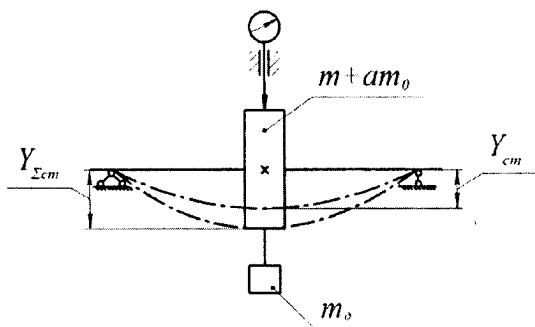
$$\lambda = \frac{y_{cme}}{(m + \alpha m_a)g} = \frac{y_{cme} + \Delta y_{cm}}{(m + \alpha m_a + m_0)g}, \quad (7.7)$$

звідки

$$y_{cme} = \Delta y_{cm} \cdot \frac{m + \alpha m_a}{m_0} = \Delta y_{cm} \cdot \frac{m + 0,5m_a}{m_0}. \quad (7.8)$$

Підставляючи розраховане за (7.8) значення у формулу (7.4) визначають експериментально величину $n_{кр}$.

За межі вібраційної стійкості зазвичай беруть для жорстких валів $n = 0,7n_{кр}$, а для гнучких валів $n \geq 1,3n_{кр}$.



m – маса диска; m_0 – маса вала; $\alpha \approx 0,5$ – коефіцієнт,

що враховує тільки ту частину маси (ваги) вала,

що спричиняє його статичний прогин;

m_0 – додаткова маса, підвішена до диска;

y_{cm} – статичний прогин вала під дією сили $(m + \alpha m_0)g$;

$y_{\Sigma cm}$ – сумарний статичний прогин вала під дією сили $(m + \alpha m_0 + m_0)g$.

Рисунок 7.3 – Схема експериментального визначення статичного прогину y_{cm} вала за допомогою додаткового вантажу масою m_0

7.3 Установка для експериментального дослідження

Робота виконується на лабораторній установці ДМ-36, загальний вигляд якої в трьох проекціях показано на рисунку 7.4.

Установка складається з вала 1, діаметром 12 мм, на якому встановлено диск 2. Опорами вала є два сферичні кулькові підшипники, розміщені в кронштейні 3 та задній опорі 4. Вал 1 приводиться в обертання з частотою 3000 об/хв⁻¹ через гнучку пружну муфту 5 універсальним колекторним двигуном 6 типу ВУЛ-062 потужністю 180 Вт. Через муфту 7 двигун приводить в обертання тахогенератор 8 марки ТГП-1, що використовується для вимірювання частоти обертання вала, яку можна регулювати. Обидві муфти прикриті захисними кожухами 9 і 10. За допомогою цангового затискного пристрою диск 2 може фіксуватися на валу в потрібному положенні.

Масу диска можна змінювати шляхом нагвинчування додаткових вантажів 11, в один з яких можна загвинтити гвинт, створивши, таким чином, дисбаланс в системі вала 1.

Передня опора вала 1, що розташована в кронштейні 3, нерухома. Жорсткість вала можна регулювати зміною положення задньої опори відносно передньої. Ця опора виконана у вигляді втулки 12, яка висувається за допомогою гвинта 13, а потім затискається рукояткою 14.

Для обмеження амплітуди коливань вала під час резонансу і запобігання його руйнування в крайніх положеннях диска 2 встановлено два кронштейни 15 з поліетиленовими втулками. До лівого кронштейна 15 прикріплено контактний пристрій 32, що вмикає розташовану на пульті 16 червону лампочку 17 в момент початку резонансу.

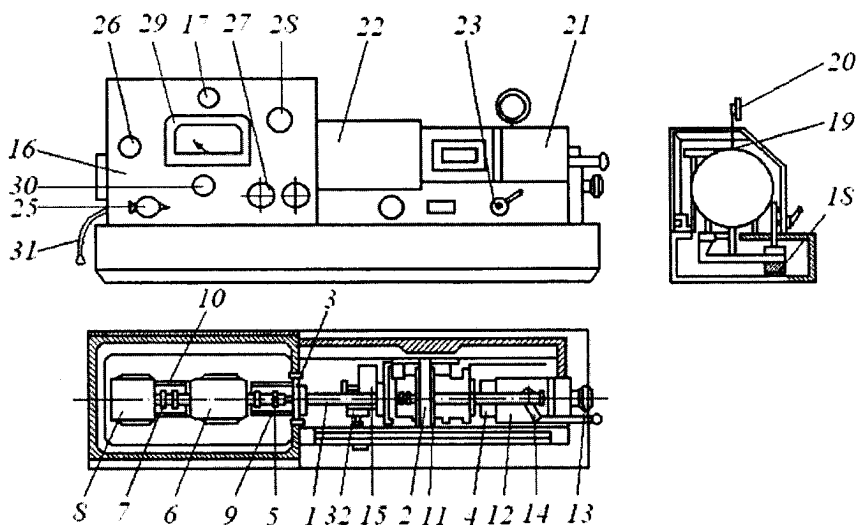


Рисунок 7.4 – Лабораторна установка ДМ-36 для експериментального дослідження поперечних (згинальних) коливань вала

Для експериментального визначення статичного прогину вала 1 установка оснащена підвіскою з вантажем 18 і стояком зі штангою 19, в якому кріпиться індикатор годинникового типу 20. Вал 1 з диском 2, задня опора 4 і обидва обмежувальних кронштейни 15 закриті рухомих кожухом 21 з прозорим вікном для спостереження за диском 2. Вал 1 між передньою опорою і лівим обмежувачем прикритий нерухомих захисним кожухом 22, який затискається за допомогою рукоятки з прихоплювачем 23.

На установці є блокувальний пристрій, що складається з кулачка, пов'язаного з кожухом і мікроперемикачем. У правому або лівому поло-

женні рухомого кожуха кулачок з'їжджає з мікроперемикача, розриваючи ланцюг живлення електродвигуна 6. Крім того, рухомий кожух стане в середнє робоче положення лише тоді, коли підвіска з вантажем 18 і штанга 19 з індикатором будуть виведені в неробочий стан. В іншому випадку кожух упреться в них і кулачок не натисне на мікрвимикач.

Пульт 16 розташований над тахогенератором 8, електродвигуном 6 і передньою опорою вала. На передній панелі пульта розміщені: пакетний вимикач 25 марки ПВ-10 для вмикання установки; лампочка 26, що сигналізує про ввімкнення установки; кнопка 27 «пуск-стоп» електродвигуна 6; рукоятка 28 автотрансформатора РНО-250-05 для плавного регулювання обертів електродвигуна 6; міліамперметр 29 марки М-24, шкала якого проградуєвана в хв^{-1} ; лампочка 17 сигналізації початку резонансу; тумблер вимикання лампочки сигналізації 30; 31 – шнур для підключення установки до електромережі.

Технічна характеристика установки:

1. Потужність електродвигуна $P = 0,18$ кВт;
2. Частота обертання – в діапазоні $0, \dots, 3000$ хв^{-1} регулюється автотрансформатором;
3. Діаметр досліджуваного вала $d = 12$ мм. Матеріал вала – сталь 45;
4. Осьовий момент інерції перерізу вала $I_x = 1020$ $\text{мм}^4 = 1,02 \cdot 10^{-9}$ м^4 ;
5. Маса вала m_v ;
6. Маса диска $m_d = 20$ кг;
7. Маса додаткового вантажу $m_{\text{дв}} = 0,7$ кг;
8. Маса додаткового контрольного вантажу $m_k = 10,0$ кг;
9. Відстань між опорами вала $L = 500; 550$ мм.

7.4 Порядок виконання роботи

7.4.1 Ознайомитись з будовою лабораторної установки, методикою визначення досліджуваних параметрів та вимогами до звіту з лабораторної роботи.

7.4.2 Зафіксувати відстань між опорами $L = 550$ мм. Встановити диск 2 без додаткового вантажу на вал на відстані $a = 250$ мм від лівої опори.

7.4.3 Визначити розрахункове значення величини статичного прогину вала $y_{\text{ст}}$ в місці посадки диска 2 за формулою (7.6) (тут: $E = 2,15 \cdot 10^{11}$ Па – модуль пружності сталі; $I_x = 1,02 \cdot 10^{-9}$ м^4 – осьовий момент інерції перерізу вала; L та a – в метрах) та розрахувати за формулою (7.4) теоретичне значення критичної частоти $n_{\text{кр}}$ обертання вала 1. У формулу (7.4) величину статичного прогину $y_{\text{ст}}$ підставити в метрах. Під час визначення навантаження врахувати сумарну вагу маси вала 1 та диска 2:
$$m_{\Sigma} = m + \alpha m_a = m + 0,5 m_a.$$

7.4.4 Визначити експериментальне значення статичного прогину вала $y_{стe}$ в місці установалення диска 2 за формулою (7.8). Порівняти знайдене значення $y_{стe}$ з розрахунковим та визначити теоретичне і експериментальне значення $n_{кр}$ за формулою (7.4).

7.4.5 Увімкнути електродвигун 6 і, плавно збільшуючи його частоту обертання, довести вал до резонансу, про що сповістить загорання сигнальної лампи червоного кольору. Зафіксувати частоту обертання вала під час входження в резонанс n_1 і перейти в закритичну ділянку. Зменшуючи частоту обертання, ввести вал 2 у стан резонансу під час повернення в докритичну ділянку і зафіксувати частоту обертання n_2 . Дослід повторити не менше трьох раз. Визначити середнє значення експериментальної критичної частоти обертання $n_{кр} = 0,5(n_1 + n_2)$ та порівняти його з розрахунковими значеннями.

7.4.6 Перемістити диск 2 на відстань $a = 275$ мм від лівої опори. Провести дослідження послідовно за пунктами 7.4.2–7.4.5.

7.4.7 Перемістити диск 2 на відстань $a = 300$ мм від лівої опори. Провести дослідження послідовно за пунктами 7.4.2–7.4.5.

7.4.8 Перемістити диск 2 на відстань $a = 275$ мм від лівої опори. Збільшити за рахунок нагвинчування додаткового вантажу масу диска 2 до 2,7 кг. Вивчити вплив збільшення маси диска 2 на критичну частоту обертання вала 1. Провести дослідження послідовно за пунктами 7.4.2–7.4.5.

7.4.9 Зафіксувати відстань між опорами $L = 500$ мм. Встановити диск 2 без додаткового вантажу на відстані $a = 250$ мм від лівої опори. Вивчити вплив збільшення жорсткості вала 1 на критичну частоту його обертання. Провести дослідження послідовно за пунктами 7.4.2–7.4.5.

7.4.10 Створити дисбаланс, загвинтивши в додатковий вантаж гвинт. Вивчити вплив дисбалансу на критичну частоту обертання вала 1. Провести дослідження послідовно за пунктами 7.4.2–7.4.5.

7.4.11 Результати дослідів і розрахунків занести у звіт з лабораторної роботи. Оцінити похибки вимірювань. Проаналізувати результати експериментів і зробити висновки.

7.5 Звіт з лабораторної роботи

У звіті з лабораторної роботи необхідно відобразити:

- 1) назву лабораторної роботи та її мету;
- 2) схему лабораторної установки та її технічну характеристику;
- 3) таблицю з результатами вимірювань і розрахунків;
- 4) аналіз отриманих результатів дослідження та висновки.

Контрольні питання

1. В чому полягають причини виникнення коливань валів?
2. Яким видам коливань можуть піддаватись вали?
3. Що розуміють під поняттям критична частота обертання вала?
4. Які вали називають гнучкими?
5. Від чого залежить критична частота обертання вала?
6. Як впливає довжина вала на критичну частоту обертання?
7. Якими способами можна визначити статичний прогин вала?
8. Як впливає на прогин вала з ексцентричним розташуванням центра мас кутова швидкість?
9. Якого співвідношення власних і вимушених частот коливань вала потрібно уникати?
10. Назвіть методи підвищення критичної частоти обертання.
11. Яка межа вібраційної стійкості жорсткого і гнучкого валів?
12. Яким чином в лабораторній роботі визначають статичний прогин вала?
13. Що таке податливість (жорсткість) вала? Як її визначають?
14. Які види жорсткості характерні для валів?
15. Як в лабораторній роботі визначається входження вала в резонансну ділянку?
16. Які межі вібраційної стійкості приймають для жорстких і для гнучких валів?

Література

1. Иосилевич Г. Б. Детали машин : учебник для студентов машиностроительных спец. вузов / Г. Б. Иосилевич – М. : Машиностроение, 1988. – 496 с.
2. Иванов М. Н. Детали машин : учеб. для студентов высш. техн. учебных заведений / М. Н. Иванов – М. : Машиностроение, 1988. – 368 с.
3. Мархель И. И. Детали машин : навч. посібник / И. И. Мархель – К. : Алєрта, 2005. – 368 с.
4. Гузенков П. Г. Детали машин : учеб. для вузов. / П. Г. Гузенков – [4-е изд.]. – М. : Высш. шк., 1986. – 359 с.
5. Решетов Д. Н. Детали машин : учебник для студентов машиностроительных и механических спец. вузов / Д. Н. Решетов – [4-е изд., перераб.]. – М. : Машиностроение; 1989. – 496 с.
6. Маслов Т. С. Расчеты колебаний валов / Т. С. Маслов – М. : Машиностроение, 1968. – 271 с.
7. Тимошенко С. П. Колебания в инженерном деле / С. П. Тимошенко – М. : Машиностроение, 1967. – 444 с.

ВИВЧЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ ГАЛЬМ ВАНТАЖОПІДІМАЛЬНИХ МАШИН ТА ЇХ РЕГУЛЮВАННЯ

8.1 Мета роботи

Вивчення конструкції та принципу дії різних типів гальм вантажопідіймальних машин, їх регулювання і технічне обслуговування.

8.2 Теоретичні відомості

Всі механізми вантажопідіймальних машин повинні бути забезпечені надійними гальмівними пристроями, що забезпечують в механізмах підйому зупинку вантажу і утримання його в підвишеному стані, а в механізмах пересування та повороту – зупинку механізму на певній довжині гальмівного шляху.

За великої різноманітності конструкцій гальм схема їх улаштування загальна: в усі конструкції входить деталь, що має форму тіла обертання (шків, конус, диск), яка жорстко закріплена на одному з валів кранового механізму. До цієї деталі з певною силою притискається інша деталь (колодка, стрічка). Сили тертя, що виникають при цьому, створюють необхідний гальмівний момент на гальмівному валу кранового механізму.

До гальмівних пристроїв висуваються такі вимоги:

– величина гальмівного моменту повинна відповідати заданим умовам роботи;

- мінімальне зношування деталей;
- мінімальний нагрів;
- забезпечення міцності всіх елементів конструкції;
- простота конструкції, регулювання, ремонту;
- мінімальні габаритні розміри;
- плавне замикання і розмикання поверхонь тертя.

В існуючих конструкціях гальм замикання гальма здійснюється пружинами або масою замикального вантажу. Розрізняють нормально замкнуті і нормально розімкнені гальма. У нормально замкнутих гальм колодки або стрічки постійно утримують гальмовий шків у загальмованому стані і розмикаються лише на час дії механізму. Механізми, забезпечені нормально розімкненим гальмом, постійно розгальмовані. Їх гальмування здійснюється лише в процесі зупинки або для зниження швидкості, після чого колодки гальма або стрічка знову звільняють гальмовий шків.

Розмикання нормально замкнутих гальм здійснюється зусиллям розмикального пристрою, який, долаючи зусилля пружини або вагу замикального вантажу, відводить поверхні тертя одна від одної. Розмикальними пристроями є короткоходові або довгоходові електромагніти постійного чи

змінного струму, серводвигуни, електрогідрравлічні або відцентрові штовхачі. Розмикальний пристрій вмикається і вимикається одночасно з електродвигуном приводу механізму, і тому в розімкненому стані гальмо знаходиться тільки при роботі механізму, коли увімкнено розмикальний пристрій і створюється зусилля розмикання.

Наростання гальмівного моменту в процесі гальмування залежить від виду розмикального пристрою. Бажаним є плавне наростання гальмівного моменту.

Гальма з пружинним, вантажним і з електромагнітним замиканням характеризуються швидким наростанням гальмівного моменту M_T до номінального значення M_{TH} , яке залишається практично постійним протягом всього процесу гальмування.

Гальма з пружинним замиканням і з електрогідрравлічними або відцентровими штовхачами дозволяють отримати плавне наростання гальмівного моменту, зміна якого в процесі гальмування наближається до експоненціального закону.

Від величини зазору між поверхнями тертя розімкненого гальма значною мірою залежить зносостійкість фрикційного матеріалу гальмівних накладок. Так, в колодковому і стрічковому гальмах із зовнішніми накладками при недостатньому зазорі (відході накладки) можливим є тертя накладки об шків внаслідок радіального биття і його температурного розширення при нагріванні під час роботи. Тертя накладки об шків призводить до її зношування і підвищенню температури, що, в свою чергу, збільшує розміри шківів і зменшує зазори.

У колодкових і стрічкових гальмах початковий радіальний зазор між поверхнями тертя (відхід колодки або стрічки), необхідний для нормальної роботи, може бути визначений за формулою:

$$\delta_{\text{поч}} \geq \kappa \sqrt[3]{D^2}, \quad (8.1)$$

де κ – коефіцієнт пропорційності (для гальм ТКП, ТКТ і ТТ – $\kappa = 0,019$); $\delta_{\text{поч}}$ і D – величина зазору і діаметр гальмівного шківів, мм.

У дискових гальмах зазвичай приймають величину початкового осевого зазору між поверхнями тертя розімкненого гальма не менше 0,5 мм за умови роботи з накладками з фрикційного матеріалу і не менше 0,2 мм за умови роботи металевих дисків у масляній ванні.

У міру зношування фрикційної пари збільшується зазор між її поверхнями тертя за розімкнутого гальма. Одночасно збільшується хід розмикального пристрою, який не повинен перевищувати гранично допустимого значення.

У електромагнітів за збільшення ходу якоря більше гранично допустимої величини зменшується тягове зусилля і з'являється небезпека нерозмикання гальма під час роботи приводу механізму. Коли хід штока штов-

хача досягає максимальної конструктивно можливої величини, зусилля пружини від час замикаання гальма сприймається штовхачем, а не передається на фрикційний матеріал накладок. У результаті цього гальмівний момент гальма різко зменшується. Тому для утворення початкового зазору між поверхнями тертя використовується лише частина номінального ходу розмикального пристрою, а частина, що залишилась, резервується на компенсацію зношування гальмівних накладок, деформацію елементів гальма і люфту в шарнірах важільної системи. На компенсацію зношування гальмівних накладок зазвичай резервують 30...40 % ходу розмикального пристрою, а сумарна деформація системи і люфт в шарнірах не повинні становити більше 5...10 % номінального ходу розмикального пристрою.

У двоколовому гальмі початковий хід розмикального пристрою

$$h_{\text{поч}} = 2\delta_{\text{поч}}$$

та

$$i = \kappa_x \cdot h_{\text{поч}},$$

де $\delta_{\text{поч}}$ – початковий радіальний зазор, мм; i – передаточне число важільної системи гальм від рухомої частини розмикального пристрою до колодки; коефіцієнт використання ходу рухомої частини розмикального пристрою κ_x визначається співвідношенням:

$$\kappa_x = \frac{h_{\text{поч}}}{h_{\text{ном}}}.$$

Для гальм ТКП, ТКТ, ТКГ, ТКГР і ТТ $\kappa_x = 0,67$.

Кріплення фрикційного матеріалу до гальмівної колодки, стрічки або диску повинно бути надійним, довговічним і ремонтпридатним. Надійність кріплення не повинна зменшуватися в міру зношування фрикційного матеріалу. Зазвичай кріплення здійснюється за допомогою латунних чи мідних заклепок. З метою запобігання надмірного зношування шківа, заклепка повинна бути «втоплена» в накладку не менше ніж на половину її товщини. Заклепки розташовують від краю накладки не менше ніж на 15 мм для запобігання викришування. Відстань між заклепками рекомендується приймати не менше 80–100 мм. Останнім часом набув широкого застосування метод з'єднання накладок з металевим елементом шляхом приклеювання термостійкими клеями. За цього способу забезпечується більш повне використання фрикційного матеріалу і підвищується зносостійкість фрикційної пари.

Для основних фрикційних матеріалів у результаті їх випробування в різних умовах роботи встановлені такі значення допустимої температури нагрівання, при перевищенні якої вони втрачають фрикційні якості: вальцована стрічка $t_{\text{доп}} = 220$ °С; гальмівна азбестова стрічка типу Б (просочена в маслі) $t_{\text{доп}} = 175$ °С. Перевищення допустимої температури призводить до порушення надійності гальмівного пристрою.

Заміна гальмівних накладок виконується при їх зношуванні в середній частині колодки до половини, а в точці найбільшого зношування – до двох третин початкової товщини.

Нова накладка повинна щільно прилягати до шківів. Оскільки отримати повне прилягання нової накладки до шківів дуже важко, то в колодкових гальмах рекомендується замінювати накладки почергово. У цьому випадку припрацювання нової накладки відбувається менш інтенсивно. За нових накладок повинен бути встановлений збільшений відхід колодки, і тільки після припаювання накладки гальмо регулюється на номінальний зазор.

Колодкові гальма змінного струму серії ТКТ використовують для механізмів групи режимів 1М...4М (рис. 8.1). Гальмо складається з підставки 14, на якій за допомогою пальців шарнірно закріплені важелі 10 і 15. На важелі 10 болтами закріплені магніт типу МО, що складається з нерухомої частини – ярма 6 з котушкою 9 однофазного живлення і поворотної частини – якоря 8. Поруч з шарніром важеля 10 встановлено регулювальний гвинт 11. В якорі передбачений упор 7 для штока 5 гальма. В середній частині важелів також шарнірно підвішені колодки 16 з обкладками. Верхні кінці важелів стягуються пружиною стискування 4, що встановлена на штока 5 і розміщена між опорною частиною скоби 3 та шайбою з регулювальною гайкою 13 і контргайкою 12. Скоба 3 шарнірно закріплена на важелі 10. Між скобою 3 і важелем 15 встановлена допоміжна пружина 2, яка слугує для відведення цього важеля під час розгальмування гальма. Один кінець штока виконаний у вигляді квадратного хвостовика під ключ. В автоматичному режимі роботи гальма котушка магніту підключається до мережі паралельно з обмоткою фаз статора електродвигуна приводу механізму. В неробочому стані механізму електромагніт знеструмлений і якір відкинутий, пружина через важіль притискає колодки до гальмівного шківів. Розгальмування гальма виконується таким чином. Під час увімкнення струму одночасно з початком обертання електродвигуна якір електромагніту повертається і притягується до ярма. При повороті упор 7 якоря давить на кінець штока 5, який переміщується разом з регулювальною гайкою 13 і стискає пружину 4. Важіль 10 під дією моменту від ваги магніту повертається разом з колодкою, що відходить від гальмівного шківів до тих пір, поки регулювальний гвинт 11 не торкнеться ребра підставки. Після цього під дією допоміжної пружини 2 повертається другий важіль 15 з колодкою. Тривалість розгальмування – до 0,05 с.

Гальмування виконується таким чином: після вимкнення струму стиснута пружина звільняється від дії якоря магніту і через шток та скобу повертає важелі, а колодки притискаються до гальмівного шківів. Тривалість гальмування – до 0,02 с.

Колодкові гальма постійного струму серії ТКП застосовують у механізмах групи режиму 4М ... 6М. Механічна частина цих гальм така ж, як гальм серії ТКТ. На важелі болтами закріплені постійний електромагніт типу МП (рис. 8.1, б), який складається зі сталевого корпусу 18, що є

магнітопроводом, всередині якого розміщена котушка 19. У центральному отворі корпусу переміщається шток 17, з'єднаний з якорем 20, що має форму плоского диска. У центральний отвір входить шток гальма 5, який діє на шток 17 і відтискає його разом з якорем від корпусу на певний зазор B . Під час вмикання струму диск якоря притягується до корпусу та переміщує шток 17 з штоком гальма 5, який розгальмовує гальмо. Колодкові гальма змінного струму ТКГ застосовують в механізмах групи режимів 4М ... 6М.

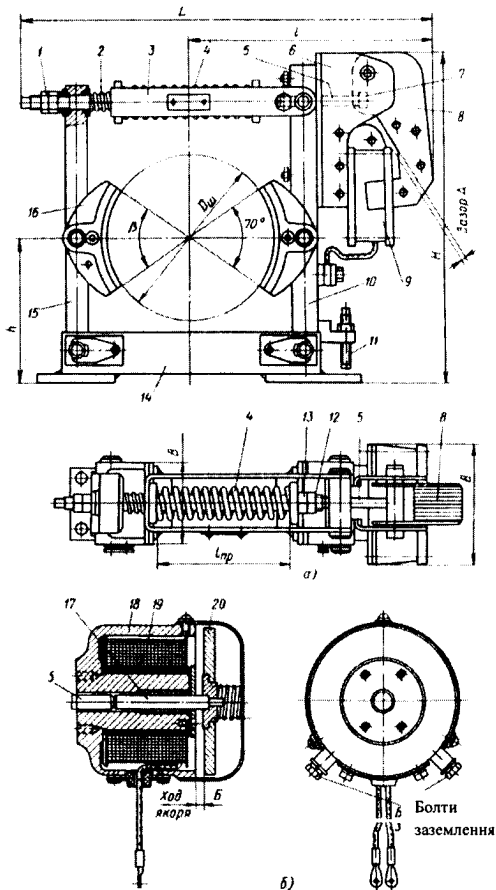


Рисунок 8.1 – Колодкове гальмо серії ТКГ:

а – з електромагнітом типу МО; б – з електромагнітом типу МП

На рис. 8.2, а зображена схема двоколodкового гальма з електрогідравлічним штовхачем конструкції типу ТТ (ТКГ, ТКТГ). Механічна частина двоколodкових гальм практично не відрізняється від механічної частини

трогідравлічного штовхача 17 (див. рис. 8.2, а). При подачі електричного струму до електродвигуна 1 штовхача (див. рис. 8.2, б) колесо відцентрового насоса 3 приводиться в обертальний рух, створюючи надлишковий тиск мастила під поршнем 4, завдяки чому останній рухається вгору, пересуваючи важіль 12 теж угору та стискаючи робочу пружину 14 гальма. При цьому вертикальний важіль 7 пересувається вліво на довжину робочого зазору Δ . Регулювання часу підняття й опускання поршня штовхача здійснюється гвинтами 5 і 6. Ці гвинти пересувають втулку 7 (див. рис. 8.2, б) так, що при цьому змінюється переріз отворів для витікання робочої рідини. До переваг електрогідравлічних штовхачів (порівняно з електромагнітами) відносять можливість регулювання часу спрацьовування гальма, плавне наростання гальмівного моменту, велике число включень, високу довговічність, простоту і безшумність в експлуатації, меншу витрату міді та ін.

Однак наявність робочої рідини вимагає високого ступеня точності виготовлення деталей, надійних ущільнень та порівняно складнішої експлуатації при низьких температурах.

Стрічкові гальма (рис. 8.3) складаються з підставки 2 і закріпленої на ній гнучкої стрічки 5, яка охоплює гальмовий шків 6. Стрічка забезпечена підкладкою з фрикційного матеріалу. Вільний кінець стрічки з'єднаний з тягою 4, яка закріплена на двоплечовому важелі 1. Між упором підставки і одним кінцем важеля встановлена пружина 3. Другий кінець важеля з'єднаний зі штоком гідророз'єднувача 8. Відхід стрічки регулюється гвинтом 7, загальмування шківа відбувається при затягуванні стрічки пружиною 3, а розгальмування – при подачі рідини під тиском в гідророз'єднувач 8. Для загальмування можуть також застосовуватися вантажі на важелях, а для розгальмування – електромагніти, з'єднані з тим же важелем.

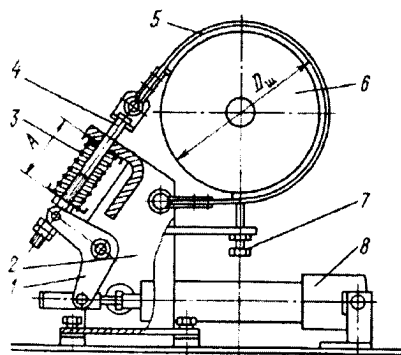


Рисунок 8.3 – Стрічкове просте гальмо

Залежно від способу кріплення стрічки до важеля розрізняють гальма прості, диференціальні та підсумовувальні (рис. 8.4). У простому стрічковому гальмі (рис. 8.4, а) один кінець стрічки 1 закріплений на осі шарніра A важеля, а інший кінець 2 на важелі 3. Залежно від напрямку обертання шківа змінюється положення зусиль $S_{нб}$ і $S_{сб}$. Отже, для забезпечення розрахункового гальмівного моменту M_r необхідно змінити зусилля загальмування F на важелі. Якщо це зусилля постійне, то будуть різнитися між собою гальмівні моменти залежно від напрямку обертання шківа. Тому просте стрічкове гальмо застосовують у тих механізмах, в яких не потрібні однакові гальмівні моменти при обертанні шківа в обидві сторони. Це гальмо застосовується, наприклад, в механізмах підйому вантажу і стріли, але його встановлюють так, щоб він діяв з великим гальмівним моментом у разі опускання вантажу або стріли.

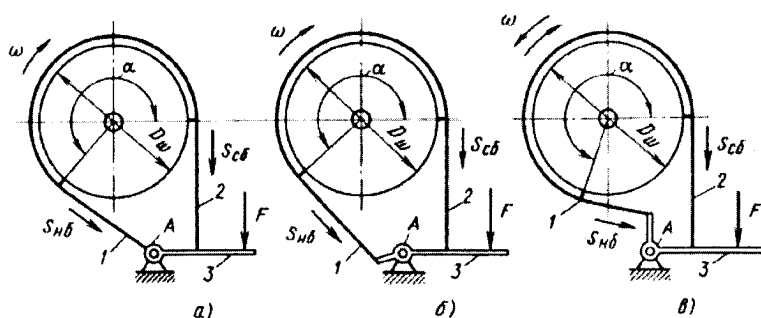


Рисунок 8.4 – Схеми до розрахунку стрічкових гальм:
а – простого; б – диференціального; в – підсумовувального

У диференціальному стрічковому гальмі (рис. 8.4, б) кінці стрічки 1 і 2 закріплені на важелі 3 по обидві сторони від його шарніра, але при цьому плечі дії сил $S_{нб}$ і $S_{сб}$ не рівні між собою. Зусилля загальмування на важелі визначається різницею моментів зазначених сил, причому воно значно менше зусилля простого стрічкового гальма. Тому диференціальне стрічкове гальмо можна застосовувати з ручним керуванням.

У підсумовувальному стрічковому гальмі (рис. 8.4, в) обидва кінці стрічки 1 і 2 прикріплені до гальмівного важеля 3 так, що зусилля $S_{нб}$ і $S_{сб}$ створюють на важелі момент одного знака. При однакових плечах важелів загальмовують зусилля, а отже і гальмівний момент не залежать від напрямку обертання гальмівного шківа, тому ці гальма знаходять застосування в реверсивних механізмах пересування та повороту.

До недоліків стрічкових гальм відносять нерівномірний тиск стрічки на шків, радіальне зусилля на вал в місці закріплення гальмівного шківа. Можливий обрив стрічки зменшує надійність стрічкових гальм.

Дискові і конусні гальма – це гальма з осьовим натисканням, колодкові та стрічкові гальма здійснюють радіальне натискання. Дискові гальма застосовують в електроталях, електродвигунах з вбудованим гальмом і як елемент вантажоупорного гальма з замиканням від маси вантажу. Дискове гальмо (рис. 8.5, а) має декілька дисків 2, посаджених на шпонку або шліці гальмівного вала 3. Між цими дисками розташовані диски 6, які закріплені в нерухомому корпусі 1 і мають можливість осьового переміщення. Фрикційні обкладки можуть бути встановлені на рухомих дисках. Гальмівний момент створюється в результаті стиснення дисків зовнішнім осьовим зусиллям F_n (зусиллям пружини або зусиллям ручного приводу з важелем 5).

Розгальмовування може здійснюватися за допомогою електромагнітів якоря, які закріплені на крайньому нерухомому диску, а сердечник з котушками – на корпусі. Для забезпечення стабільного гальмування диски можуть бути поміщені в масляну ванну.

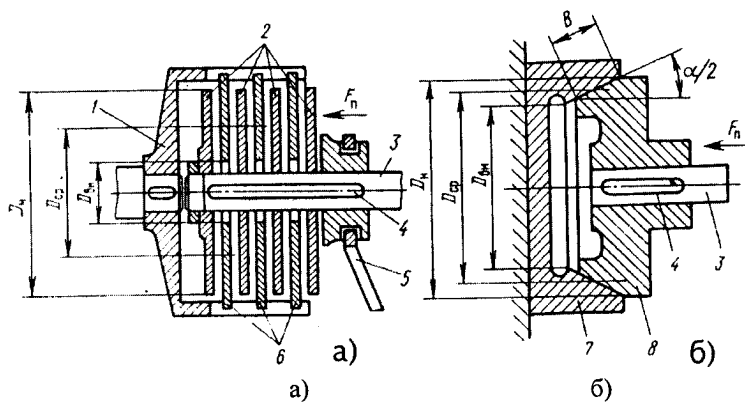


Рисунок 8.5 – Схеми гальм з осьовим натисканням:

а – дискове; б – конусне

Конусні гальма застосовують замість дискових в тих випадках, коли необхідно зменшити осьове зусилля натискання F_n , а також як елемент вантажоупорних гальм. Конусне гальмо (рис. 8.5, б) складається з конуса 8, закріпленого на шпонці 4 на гальмівному валу 3, і гальмівного шків 7 з конічною розточкою.

Є два різновиди автоматичних гальм, замкнених силою тяжіння піднятого вантажу, – з роз'єднувальними і нероз'єднувальними поверхнями тертя. Перші застосовують в лебідках, другі – в черв'ячних талях. Ці гальма називають також вантажоупорними (рис. 8.6).

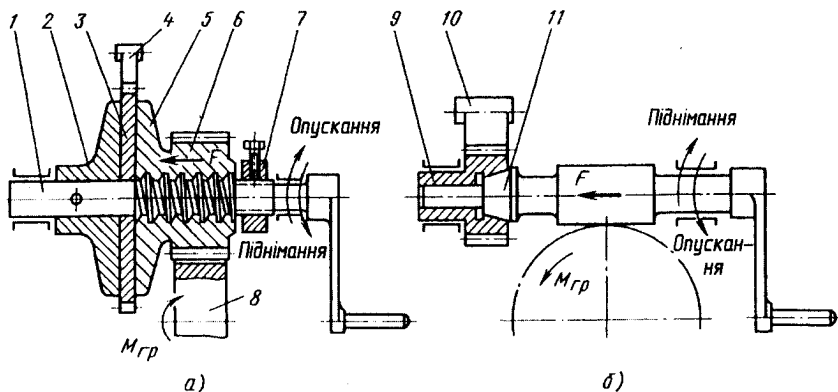


Рисунок 8.6 – Гальма, що замикаються силою тяжіння піднятого вантажу:
 а – з роз'єднувальними поверхнями тертя;
 б – з нероз'єднувальними поверхнями тертя

Гальмо з роз'єднувальними поверхнями тертя (рис. 8.6, а) має диск 2, закріплений на приводному валу 1, вільно насаджений храповик 3; шестерню 6 з фланцем 5, з'єднану з зубчастим колесом 8. Переміщення шестерні обмежується упором 7. Собачка 4 закріплена на корпусі. Вантажний момент $M_{\text{ван}}$ від зубчастого колеса 8 передається шестерні 6. Напрямок різьби вибрано таким, щоб під дією вантажного моменту шестерня 6 переміщала до храповика, а утворене осьове зусилля F затискало його між диском 2 і фланцем 5 шестерні. При підйомі вантажу під дією вантажного моменту фланець 5 з шестернею переміщається по різьбі в сторону храповика і притискається до нього зусиллям F . Диск, храповик і фланець обертаються з однаковою швидкістю. Після зупинки собачка стопорить храповик від повертання, а стиснуті осьовим зусиллям деталі створюють гальмівний момент, що утримує піднятий вантаж.

Для опускання вантажу на валу 1 створюється примусове обертання у бік опускання вантажу, при цьому шестерня переміщається по різьбі і фланець 5 відходить від храповика, поверхні тертя розмикаються і вантаж починає вільно опускатися з прискоренням. При цьому частота обертання шестерні 6 стає більше частоти обертання вала 1, в результаті шестерня по різьбі переміщається до храповика, поверхні тертя замикаються і вантаж загальмовується. При подальшому обертанні вала шестерня знову відходить від храповика і процес опускання вантажу триває. Для забезпечення плавності опускання вантажу положенням упору 7 регулюють відхід шестерні з фланцем таким чином, що відбувається безперервне ковзання поверхонь тертя. Вантаж опускається зі швидкістю, що відповідає частоті обертання вала 1.

Гальмо з нероз'єднувальними поверхнями тертя (див. рис. 8.6, б) має конічний диск 11, зазвичай виготовлений литим разом з черв'яком, гальмівного шківів 9 з конічною розточкою і храповим вінцем на зовнішній поверхні, собачку 10, закріплену на корпусі. Зубці храповика мають таке спрямування, що забезпечується вільне обертання чашки при підйомі вантажу та її стопоріння в разі опускання. Поверхні тертя завжди притиснуті осьовим зусиллям черв'яка, гальмо залишається замкнутим при підйомі і опусканні вантажу.

Конструктивна схема двоколодкового гальма з короткоходовим електромагнітом змінного струму типу МО-Б наведена на рис. 8.7, а технічна характеристика в табл. 8.1. Гальмо складається з гальмівного шківів 1, гальмівних колодок 2, які закріплені на важелях 3, 4, електромагніта 5 і пружин: регулювальної 6 і замикальної 7, які регулюють хід штока 8 та силу притискання колодок 2 до шківів 1. Сила натискання пружин змінюється за допомогою регулювальних гайок 9, 10. Для встановлення рівномірного відходу колодок від шківів на важелі 4 встановлений упор 11. Зазор між колодками 2 і шківом 1 встановлюється регулювальним гвинтом 12.

З досвіду конструювання та експлуатації даних колодкових гальм відомий орієнтовний зв'язок між гальмівним моментом і діаметром шківів.

Діаметр (мм) гальмівного шківів: 100, 200, 300, 400, гальмівний момент (Н·м) відповідно: 20, 70-160, 1100, 2000, 4000. Шків переважно виготовляють зі сталевого литва марки 45Л. Гальмівні колодки футерують фрикційною стрічкою типу Б. Коефіцієнт тертя між колодкою і шківом 0,3–0,35 (без змашування); допустимий питомий тиск 0,6 МПа. Товщина стрічки типу Б: 4, 6, 8, 10, 12, 16, 20 мм.

Найменший діаметр шківів приблизно можна визначити із залежності:

$$D = 1,53 \sqrt{\frac{T_r}{[p] \cdot f}}, \quad (8.2)$$

де D – діаметр шківів; p – питомий тиск; T_r – гальмівний момент.

Гальмівний момент залежить від сили натиску колодок N та коефіцієнта тертя f .

$$T_r = N \cdot f \cdot D. \quad (8.3)$$

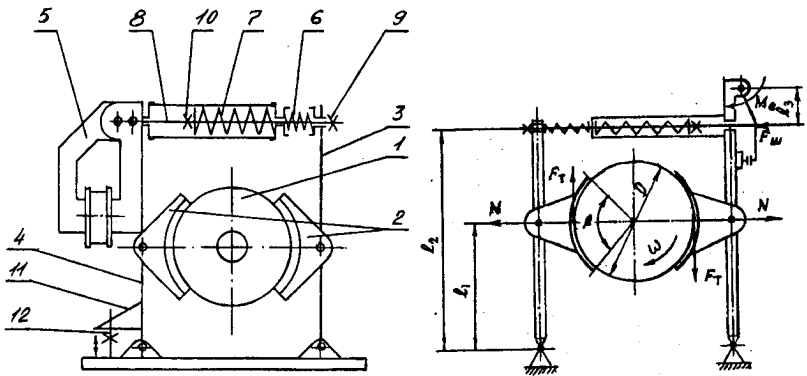


Рисунок 8.7 – Конструктивна (а) та розрахункова (б) схеми двоклодкового гальма з короткоходовим електромагнітом

Рекомендуються такі радіальні зазори між колодкою та шківом:

Діаметр шківа, мм	100	200	300	400–500	600–800
Зазор між колодкою та шківом, δ мм	0,6	0,8	1	1,25	1,5

Робота розгальмовування при відведенні колодок є основним параметром при виборі електромагніту:

$$A = \frac{2N\delta}{\eta}, \quad (8.4)$$

тут δ – зазор; η – 0,9 ... 0,95 загальний коефіцієнт корисної дії важільної системи (при незмашених шарнірах може зменшуватися до 0,8).

За підрахованою згідно з (8.4) роботою підбирається електромагніт з табл.8.1.

Таблиця 8.1 – Технічні характеристики гальм типу МО

Тип електромагніту	Момент електромагніту M_e , Н·м		Кут повороту, в град.	Момент ваги якоря M_g , Н·м	Плече штока	Переміщення штока	Робота розгальмовування, Н·м
	ПВ 40 %	ПВ 60 %					
МО-100Б	5,5	3	7,5	0,5	22	3	0,72/0,39
МО-200Б	40,0	20	5,5	3,6	40	4,2	3,48/1,89
МО-300Б	100	40	55	9,2	46	4,7	9,6/3,84

Наприклад, для електромагнітів змінного струму
Розрахункове зусилля основної пружини:

$$F_p = F_{ш} + F_{я} + F_{д} = \frac{M_e + M_{я}}{\ell_3} + F_{д}. \quad (8.5)$$

$F_{д} = 20 \div 60$ Н – зусилля в додатковій пружині.

За цим зусиллям розраховується пружина.

$$d = 1,6 \sqrt{\frac{k \cdot F_p \cdot i}{[\tau]}}. \quad (8.6)$$

Тут: d – діаметр дроту пружини; $i = \frac{D_{сп}}{d}$ – індекс пружини: відношення середнього діаметра до діаметра дроту (переважно $6 \div 12$); k – коефіцієнт кривизни $k = \frac{4i-1}{4i-4}$; $[\tau]$ – допустиме значення напружень при крученні.

Зусилля затягування пружини залежить від значення необхідного гальмівного моменту.

$$F_3 = \frac{T_r \cdot \ell_1}{fD\ell_2\eta} + F_{д} + \frac{M_{я}}{\ell_3}. \quad (8.7)$$

Величина необхідної деформації пружини для одержання відповідного гальмівного моменту

$$\Delta = \frac{F_3 + F_{я}}{\bar{c}} = \frac{T_r \cdot \ell_1}{fD\ell_2\eta\bar{c}} + \frac{M_{я}}{\ell_3\bar{c}} + \frac{F_{д}}{\bar{c}}, \quad (8.8)$$

де \bar{c} – жорсткість пружини.

$$\bar{c} = \frac{Gd}{8i^3z_p}, \quad (8.9)$$

де G – модуль зсуву матеріалу; z_p – робоче число витків пружини. Переважно для сталей $G = 8 \cdot 10^4$ Па.

8.2 Порядок виконання лабораторної роботи

1. Заміряти геометричні параметри гальма: D, l_1, l_2, l_3 .
2. Визначити параметри основної пружини: $d, D_{сп}, z_p$.

3. Визначити жорсткість пружини \bar{c} .
4. За станом колодок і важелів прийняти значення коефіцієнта тертя та коефіцієнта корисної дії важільної системи гальма.
5. Визначити момент ваги якоря електромагніту $M_{я}$.
6. Задати величину необхідного гальмівного моменту (за рекомендацією викладача).
7. Визначити величину робочої сили затягування пружини (8.7).
8. За формулою (8.8) визначити величину робочої деформації Δ пружини.
9. Виконати регулювання пружини гальма для забезпечення необхідної деформації Δ .
10. Оформити звіт.

8.3 Зміст звіту

1. Мета роботи та стислі теоретичні відомості.
2. Схеми запропонованих викладачем гальм.
3. Основні теоретичні залежності.
4. Заміряні та пораховані параметри для запропонованої конструкції гальма.
5. Висновок.

Контрольні запитання до лабораторної роботи

1. Призначення гальм в підйнятно-транспортних машинах.
2. Які конструкції гальм використовуються в кранах?
3. До яких гальм відносять колодкові гальма?
4. Що таке нормально замкнуті гальма?
5. Поясніть будову стрічкових гальм.

Рекомендована література

1. Александров М. П. Подъемно-транспортные машины / М. П. Александров. – М. : Высш. шк., 1985. – 558 с.
2. Бондарев В. С. Подъемно-транспортные машины : расчеты подъемных и транспортируемых машин : учебник / В. С. Бондарев, О. И. Дубинец, М. П. Колісник. – К. : Вища шк., 2009. – 734 с.
3. Правила будови та безпечної експлуатації вантажопідймальних кранів : НПАОП 0.00-1.01-07 [Чинний від 2007-09-14] – К. : Держгірпромнагляд, 2007. – 260 с.
4. Иванченко Ф. К. Расчеты грузоподъемных и транспортирующих машин / Ф. К. Иванченко, В. С. Бондарев, Н. П. Колесник, В. Я. Барабанов – К. : Вища школа, 1978. – 576 с.

Додаток Б

Основні параметри гальма типу ТКТ з електромагнітом типу МО-Б
(ОСТ 24.290.08-82), мм

Типорозмір	T_{max} , Н·м	B	A	F	H	K	M	S	E	HB	DE	DB	Ма- са, кг
ТКТ100	20	70	336	208	235	40	65	110	130	100	6	13	12
ТКТ200/100	40	90	475	260	395	60	90	175	130	170	8	18	25
ТКТ200	160	90	518	333	407	60	90	175	177	170	8	18	37
ТКТ300/200	240	140	670	400	605	80	120	250	177	240	12	22	68
ТКТ300	500	140	775	485	670	80	120	250	243	245	12	22	92

ДОСЛІДЖЕННЯ КОЛОДКОВОГО ЕЛЕКТРОМАГНІТНОГО
ГАЛЬМА ТИПУ ТКТ

9.1 Мета роботи

Дослідити зміну гальмівного моменту залежно від частоти обертання електродвигуна і сили натиску колодок.

9.2 Теоретичні відомості

Установка ДМ 38М дозволяє визначити гальмівний момент, прискорення, кутову швидкість та час гальмування за різних величин крутних моментів, швидкостей обертання і сил стискання колодок гальма. При багатократних дослідях визначається середній час вибігу:

$$t_{\text{сер}} = \frac{t_1 + t_2 + \dots + t_n}{n} \quad (9.1)$$

За розрахованим середнім часом вибігу $t_{\text{сер}}$ та частотою обертання електродвигуна w , $\text{рад}/\text{с}$ визначають середнє прискорення для кожного варіанта дослідження за формулою:

$$a_{\text{сер}} = \frac{w}{t_{\text{сер}}^{\text{гальм}}}, \quad (9.2)$$

де $t_{\text{сер}}^{\text{гальм}}$ – час гальмування, який визначається аналогічно середньому часу вибігу.

Далі визначається власний момент опору установки для кожного варіанта дослідження:

$$M_B = \frac{(kGD_1^2 + GD_2^2)n_0}{375t_{\text{сер}}}, \quad (9.3)$$

де k – число встановлених інерційних дисків, шт.; GD_1^2 – маховий момент одного диска ($3,825 \text{ Н} \cdot \text{м}^2$); GD_2^2 – зведений крутний момент обертальних деталей установки (без дисків – $0,98 \text{ Н} \cdot \text{м}^2$); n_0 – частота обертання установки, що дорівнює частоті обертання електродвигуна на початку вибігу; $t_{\text{сер}}$ – середній час гальмування при багатократних дослідженнях.

Будова та принцип роботи установки ДМ 38М

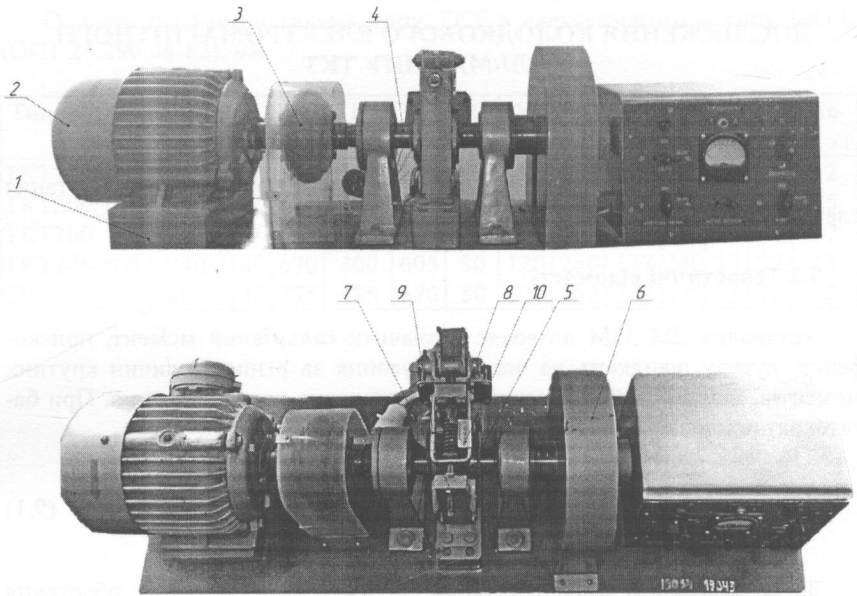


Рисунок 9.1 – Загальний вигляд лабораторної установки ДМ 38М

На литій чавунній основі 1 (рис. 9.1) встановлений двошвидкісний електродвигун 2, який через втулково-пальцеву муфту 3 з'єднаний з валом 4, на якому встановлено інерційні диски. Одна з півмуфт 5 виконана як тормозний шків. Інерційна маса складається з трьох дисків, один з яких постійно закріплений на валу, а два диска 6 змінні. Змінні диски дозволяють змінювати величину моменту інерції обертальних мас установки.

Як дослідний об'єкт під час проведення лабораторної роботи використовується двоколодке гальмо типу ТКТ-100 конструкції ВНИИПТМАШ. Регулювання величини гальмівного моменту досягається переміщенням гайки 7 по штоку гальма, яка підтискає головну пружину 8, тобто збільшує зусилля затягування, яке і визначає величину гальмівного моменту через аналітичну залежність. На скобі 9 кріпиться шкала 10, яка дозволяє вимірювати величину деформації головної пружини. Частота обертання гальмівного шківів в період гальмування визначається за допомогою оптичного безконтактного тахометра Walcom DT-2234C+.

Вихідні дані

Досліджуване гальмо – колодке, електромагнітне, короткоходове загального призначення ТКТ-100.

Характеристика гальма:

а) електромагніт – МО-100Б;

б) діаметр гальмівного шківа – 100 мм;

в) живлення електромагніту: струм – змінний; напруга – $380 \pm 10\%$ В;

г) частота – 50 Гц.

Гальмівний момент, (Н·м):

а) мінімальний – 5;

б) максимальний – 20.

Спосіб виміру гальмівного моменту – за шкалою деформації головної пружини.

Замір часу гальмування – секундомір.

Електродвигун: двошвидкісний типу АОЛ-31-6/4, потужність 0,75/1,1 кВт, частота обертання – 955/1440 об/хв (95/144 рад/с).

9.2 Порядок виконання роботи

1. Визначаємо зведений момент інерції обертючих деталей $J_{зв}$ для тих варіантів дослідження, в яких змінювалось число інерційних дисків:

$$J_{зв} = \frac{kGD_1^2 + GD_2^2}{4g}$$

Для всіх інших варіантів дослідження $J_{зв}$ приймається залежно від числа інерційних дисків.

Визначаємо гальмівний момент M_r для всіх варіантів дослідження за формулою:

$$M_r = J_{зв} a_{сер} - M_B,$$

де $J_{зв}$ – приведений момент інерції обертючих деталей; $a_{сер}$ – середнє прискорення; M_B – власний момент опору установки.

За отриманими значеннями M_r будують графіки:

$M_r = f(k)$ – графік залежності M_r від числа інерційних дисків;

$M_r = f(F)$ – графік залежності M_r від сили натискання колодок;

$M_r = f(n_{об})$ – графік залежності M_r від частоти обертання електродвигуна.

Експериментальні дослідження:

Деформація головної пружини, мм	Вибіг, с		Час гальмування, с				Гальмівний момент, Н·м
			t_1	t_2	t_3	t_{cp}	
Вільний вибіг	n_1						
	n_2						
50	n_1						
	n_2						
60	n_1						
	n_2						

9.3 Зміст звіту

1. Мета роботи та стислі теоретичні відомості.
2. Описати принцип роботи лабораторної установки.
3. Виконати відповідні заміри та розрахунки і занести до таблиці, наведеної вище.
4. Побудувати графіки залежності $M_r = f(k)$, $M_r = f(F)$ та $M_r = f(n_{ос})$.
5. Висновок.

Контрольні запитання до лабораторної роботи

1. Що таке зведений момент інерції?
2. Поясніть принцип роботи лабораторної установки.
3. Що таке період гальмування?
4. Як впливають параметри струму, що подається на електромагніт гальма, на силу натискання колодок?
5. Охарактеризуйте залежності $M_r = f(k)$, $M_r = f(F)$ та $M_r = f(n_{ос})$.

Рекомендована література

1. Кіницький Я. Т. Теорія механізмів і машин : підруч. / Я. Т. Кіницький. – К. : «Наук. думка», 2002. – 660 с.
2. Кіницький Я. Т. Практикум з теорії механізмів і машин : навчальний посібник. – Львів : Афіша, 2002. – 453 с.
3. Правила будови та безпечної експлуатації вантажопідіймальних кранів : НПАОП 0.00-1.01-07 [Чинний від 2007-09-14] – К. : Держгірпромнагляд, 2007. – 260 с.
4. Иванченко Ф. К. Расчёты грузоподъёмных и транспортирующих машин / Ф. К. Иванченко, В. С. Бондарев, Н. П. Колесник, В. Я. Барабанов – К. : Выща школа, 1978. – 576 с.

ВИВЧЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ ВАНТАЖНИХ ТА ТЯГОВИХ ЛАНЦЮГІВ

10.1 Мета роботи

Вивчити конструкції вантажних та тягових ланцюгів, та їх застосування у підіймально-транспортних машинах.

10.2 Теоретичні відомості

Ланцюг – виріб, що складається з окремих твердих ланок, які шарнірно з'єднані між собою. За призначенням ланцюги розділяють на приводні (використовуються для передачі руху), вантажні (застосовуються для підйому вантажу) і тягові (використовуються для передачі тягового зусилля від привода конвеєра до вантажонесивного органа або безпосередньо вантажу). За конструктивним виконанням вантажні і тягові ланцюги розрізняють: круглоланкові зварні і пластинчасті.

Круглоланкові зварні ланцюги (рис. 10.1) складаються з ланок овальної форми з круглим поперечним перерізом; можуть мати розпірки в середній частині ланок. Вони найбільш прості, дешеві, гнучкі, але характеризуються підвищеним зносом, невисокою міцністю, іскрінням.

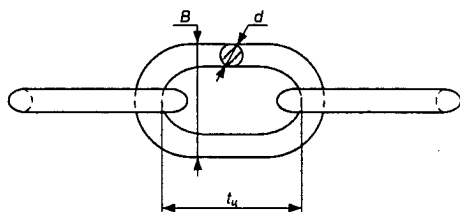


Рисунок 10.1 – Зварний круглоланковий ланцюг:
 B – ширина ланки; d – діаметр прутка; $t_{ц}$ – крок ланцюга

Зварні ланцюги за ГОСТ 2319–81 поділяють на:

за типом – коротколанкові (тип А) і довголанкові (тип В);

за виконанням – калібровані (1) і некалібровані (2), що відрізняються точністю виготовлення.

Ланки ланцюга виготовляють з прутків діаметром (калібру) d зі сталей марки Ст. 2, Ст. 3 за ГОСТ 380–71 ковальсько-горновим або контактним зварюванням. Для зняття внутрішніх напружень, що утворюються під час зварювання, ланцюг після виготовлення відпалюють.

Основними розмірами ланцюга є: крок ланцюга t , який дорівнює довжині великої осі внутрішнього овалу, ширина ланки B і діаметр прутка d . У коротколанкових ланцюгів $t = 2,6d$, у довголанкових $t = 3,6d$.

У каліброваних ланцюгів граничні відхилення кроку і ширини ланки значно менші ніж у некаліброваних. Ідентифікувати ланцюг можна за сертифікатом чи шляхом заміру кроку і ширини ланки з подальшим порівнянням відхилень їх від калібру за відповідними нормативами.

Калібровані ланцюги працюють на зірочках або барабанах, що мають спеціальні гнізда, зі швидкостями не більше 0,5 м/с. Некалібровані ланцюги внаслідок великого відхилення кроку можуть працювати тільки на гладких блоках і барабанах зі швидкістю не більше 1,5 м/с.

Зварні ланцюги мають такі умовні позначення: типу А у виконанні 1, калібру 10 мм, з кроком 28 мм – «Ланцюг А1-10×28 ГОСТ 2319–81»; типу В у виконанні 2, калібру 10, з кроком 35 мм – «Ланцюг В2-10×35 ГОСТ 2319–81».

До переваг зварних ланцюгів слід віднести їх гнучкість у всіх напрямках, можливість використання зірочок малого діаметра, що дозволяє зменшити габарити і вартість вантажопідйомних машин.

До недоліків зварних ланцюгів відносять невелику надійність внаслідок можливого його раптового руйнування, низькі допустимі швидкості, велике зношування в місцях контакту, погане сприйняття динамічних навантажень та значну масу.

Конструкцію комбінованого зварного ланцюга зображено на рис. 10.2. Одна ланка з круглим поперечним перерізом замінюється ланкою з листової сталі. Контакт в шарнірі при цьому лінійний, тому навантаження розподіляється більш рівномірно.

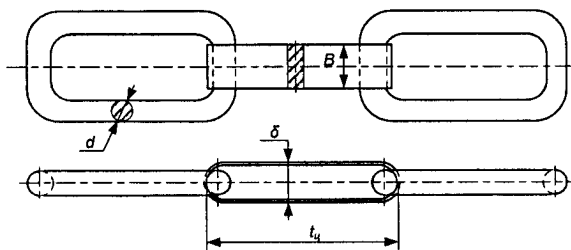


Рисунок 10.2 – Зварний комбінований ланцюг:
 δ – товщина листової ланки

До переваг комбінованих зварних ланцюгів відносять зручність місця кріплення робочого органу до ланки з листової сталі, менше зношування ланцюга при роботі. Недоліками є згинання ланцюга тільки в одній площині та складність виготовлення.

Розрахунок зварних ланцюгів. Вибір ланцюга здійснюють за розривним зусиллям, що визначається за формулою:

$$S_p \geq \frac{S_{роз} \cdot n \cdot C_H}{z}, \quad (10.1)$$

де $S_{роз}$ – розрахункове зусилля, Н; z – число паралельних робочих гілок; C_H – коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження між паралельними гілками, $C_H = 1,1 \dots 1,25$; n – коефіцієнт запасу міцності (для зварних ланцюгів з термообробкою $n = 10 \dots 15$; без термообробки $n = 15 \dots 20$).

Ланцюги вантажні призначені для передачі великих зусиль і застосовуються як вантажні і противагові елементи у підйимально-транспортних машинах, волочильних верстатах, шлюзових та гребельних установках. Вантажні пластинчасті ланцюги можуть бути застосовані як приводні лише на низьких швидкостях переміщення – до 0,3 м/с.

Розрахунок на міцність вантажного пластинчастого ланцюга виконують подібно до розрахунку вантажних круглоланкових ланцюгів за виразом (10.1) з урахуванням коефіцієнта запасу міцності $n = 5$ для ланцюга, що застосовується у вантажопідйимальних машинах та механізмах з машинним приводом, і $n = 3$ – за ручного привода.

Перевагами пластинчастих ланцюгів порівняно зі зварними є надійність у роботі, внаслідок відсутності зварювального стику, та більш плавний рух – швидкість руху 0,25 м/с. Недоліками пластинчастих ланцюгів є здатність їх згинання тільки в площині, перпендикулярній до осей шарнірів, значна маса і вартість порівняно зі зварними ланцюгами, а також велике зношування шарнірів.

За ГОСТ 192–82 ланцюги вантажні пластинчасті виготовляються таких типів:

1 – ланцюг вантажний пластинчастий зі з'єднувальним валиком на одному кінці відрізка ланцюга (рис. 10.3, тип 1);

2 – ланцюг вантажний пластинчастий зі з'єднувальним валиком на одному кінці відрізка ланцюга та подовженими валиками (рис. 10.3, тип 2);

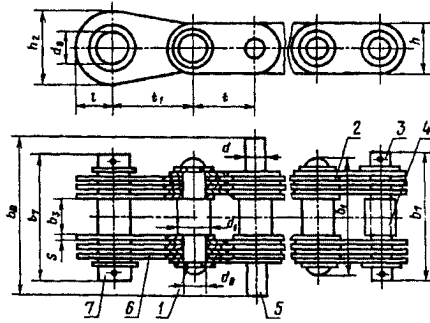
3 – ланцюг вантажний пластинчастий зі з'єднувальним валиком на одному кінці, кінцевими пластинами і кінцевим валиком на другому кінці відрізка ланцюга (рис. 10.3, тип 3);

4 – ланцюг вантажний пластинчастий зі з'єднувальним валиком на одному кінці, кінцевими пластинами і кінцевим валиком на другому кінці відрізка ланцюга та подовженими валиками (рис. 10.4, тип 4);

5 – ланцюг вантажний пластинчастий з кінцевими пластинами і кінцевим валиком на одному кінці відрізка ланцюга (рис. 10.4, тип 5);

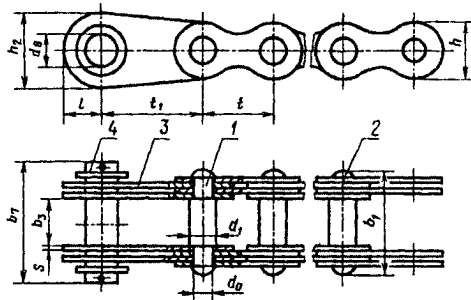
6 – ланцюг вантажний пластинчастий з кінцевими пластинами і кінцевим валиком на обох кінцях відрізка ланцюга (рис. 10.4, тип 6).

Тип 4



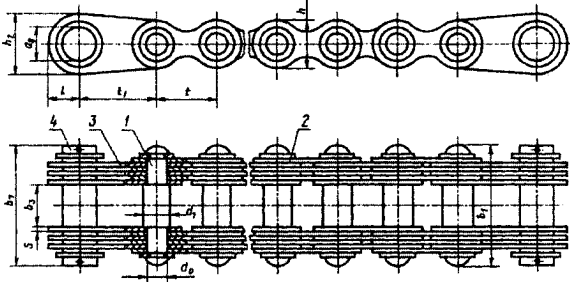
1 – валик; 2 – пластина; 3 – валик з'єднувальний; 4 – втулка;
5 – валик подовжений; 6 – пластина кінцева; 7 – валик кінцевий

Тип 5



1 – валик; 2 – пластина; 3 – пластина кінцева; 4 – валик кінцевий

Тип 6



1 – валик; 2 – пластина; 3 – пластина кінцева; 4 – валик

Рисунок 10.4 – Ланцюги вантажні пластинчасті типів: 4, 5, 6

Позначення пластинчастого вантажного ланцюга повинно містити букву позначення *G*, значення руйнівного навантаження, тип і крок ланцюга. Приклад умовного позначення: ланцюг вантажний пластинчастий з руйнівним навантаженням 160 кН, тип 1 та кроком 50 мм:

Ланцюг G160–1–50 ГОСТ 191–82

Примітка. Величину руйнівного навантаження в позначенні ланцюга з кроком 25 мм і більше наводять без цифр після коми.

Деталі ланцюгів виготовляються зі сталі за ГОСТ 1050–2013 з тимчасовим опором не менше: пластини – 650 МПа, валики – 550 МПа.

Основними параметрами тягових ланцюгів є руйнівне навантаження, крок ланцюга і погонна маса одного метра. За конструктивним виконанням тягові ланцюги поділяють на пластинчаті (ГОСТ 588–81; СТ СЕВ 1011-78), розбірні (ГОСТ 589–74), вильчаті (ГОСТ 12996–79).

Стандарт встановлює такі типи тягових пластинчастих ланцюгів (рис. 10.5):

- 1 – втулкові;
- 2 – роликові;
- 3 – коткові з гладкими котками з підшипниками ковзання;
- 4 – коткові з ребордами на котках з підшипниками ковзання.

Для таких ланцюгів стандартом передбачаються приєднувальні елементи:

а) типів 1.1; 1.2 і 1.3 – спеціальні пластини відповідно з одним, двома або трьома отворами в полиці; 2.1; 2.2 і 2.3 – спеціальні пластини без полиці відповідно з одним, двома або трьома отворами; 3 – подовжені валики;

б) з виконанням за міжцентровою відстанню між отворами: 0 – відсутність (один отвір); 1 – найменша; 2 – середня; 3 – найбільша;

в) з розташуванням елементів у ланцюзі: 1 – одностороннє; 2 – двостороннє.

Втулки призначені для зменшення зношування шарнірів ланцюга, а безвтулкові ланцюги застосовуються рідко, тільки для легкого режиму роботи.

Ролики – це порожнисті деталі, що обертаються, із зовнішнім діаметром, який менший ширини пластин. Вони насаджені на валики або втулки і мають можливість вільно обертатись та призначені для зменшення зношування зубців зірочок. Останнє забезпечується за рахунок заміни тертя ковзання валика або втулки по зубцю зірочки тертям кочення ролика. В окремих випадках за легких умов роботи ролики використовують для обпирання ланцюга на напрямну.

Котки – це порожнисті деталі, що обертаються, із зовнішнім діаметром, що дорівнює або, частіше, більший за ширину пластин, які підтримують ланцюг з приєднаними до нього робочими органами і зменшують опір ру-

хові. Котки виготовляють гладкими, з ребордами, з підшипниками ковзання і кочення.

На рис. 10.3 та рис. 10.4 позначено такі конструктивні розміри ланцюгів: t – крок ланцюга; h – висота пластин ланцюга; s – товщина пластин ланцюга; b_1 – зовнішня ширина ланцюга по валикам; b_2 – ширина реборди катка; b_3 – внутрішня ширина ланцюга між внутрішніми пластинами; b_4 – зовнішня ширина по кріпленнях розбірних ланцюгів; d – внутрішній діаметр порожнистого валика; d_1 – зовнішній діаметр валика ланцюга; d_2 – діаметр втулки; d_3 – діаметр ролика; d_4 – діаметр гладкого катка; d_5 – діаметр бортового котка.

Для кріплення робочих органів (пластини настилів, скребки, тощо) до ланцюгів передбачені різні виконання пластин ланцюга, деякі з яких наведені на рис. 10.5.

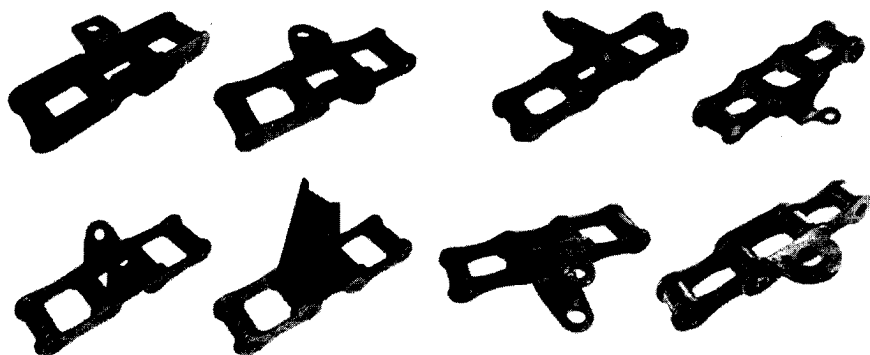


Рисунок 10.5 – Пластини кріплення ланцюга до робочих органів

ГОСТ 588–81 встановлює такі структури позначення тягових пластинчастих ланцюгів:

X–X–X–X–X–X–X–X – ГОСТ 588–81,
1 2 3 4 5 6 7 8

де 1 – номер ланцюга; 2 – цифрове позначення типу ланцюга; 3 – крок ланцюга, мм; 4 – цифрове позначення виконання ланцюга; 5 – цифрове позначення типу приєднувального елемента; 6 – цифрове позначення приєднувального елемента за міжцентровою відстанню; 7 – цифрове позначення розташування приєднувального елемента в ланцюзі; 8 – чергування приєднувального елемента ланцюга в кроках ланцюга.

Наприклад, тяговий пластинчастий ланцюг М з руйнівним навантаженням 112 кН типу 2 з кроком 100 мм виконання 1 з приєднувальними

елементами типа 1.1 виконання 0 одностороннім їх розташуванням і чергуванням через три кроки позначається:

М112 – 2 – 100 – 1 – 1.1 – 0 – 1 – 3 ГОСТ 588–81

Це й же ланцюг без приєднувальних елементів позначається:

М112 – 2 – 100 – 1 ГОСТ 588–81

Вильчаті і розбірні ланцюги. Такі ланцюги застосовуються переважно у конвеєрах, що мають складні просторові траси, наприклад, у підвісних конвеєрах, де потрібна гнучкість тягового органу в двох площинах (розбірні ланцюги); або коли ланцюги можуть працювати зануреними в матеріал разом з робочими органами, наприклад, в скребкових конвеєрах із зануреними скребками (вильчаті ланцюги).

Розбірні гарячештамповані ланцюги (ГОСТ 589–74) виготовляються двох типів (рис. 10.6): Р1 – з обертовими валиками; Р2 – з фіксованими валиками. Їх переваги перед іншими тяговими органами – велике відношення допустимого зусилля в ланцюзі $S_{дон}$ до його погонної ваги q_n , простота монтажу, демонтажу, ремонту та зміни довжини ланцюга; легкість приєднання каретки до ланцюга; простота конструкції ланцюга та її обслуговування; гнучкість у двох площинах. Недоліки цих ланцюгів – складність технологічного процесу виготовлення та невисока точність виготовлення.

На рис. 10.6 позначені розміри: t – крок ланцюга, мм; T_c – розрахунковий крок ланки, мм; B – висота ланцюга, мм; $B_{вн}$ – внутрішня ширина ланцюга, мм; l – зовнішня ширина ланцюга, мм; L – крок зачеплення, мм; k – приєднувальна відстань для установки зовнішньої ланки, мм; S – товщина внутрішньої ланки в середній частині, мм; b – ширина ланок внутрішня, мм; l_1 – довжина западини внутрішнього ланки, мм; φ – кут повороту ланок в площині осей шарнірів, град.

Умовне позначення тягових розбірних ланцюгів містить найменування виробу («ланцюг»), позначення типу ланцюга, крок ланцюга (мм), руйнівне навантаження ланцюга (кН) і позначення стандарту.

Наприклад, ланцюг тяговий розбірний типу Р1 з кроком 80 мм і руйнівним навантаженням 106 кН позначається:

Ланцюг Р1 – 80 – 106 ГОСТ 589–74

Вильчаті ланцюги (рис. 10.7) мають масивні ланки, оскільки через важкі умови експлуатації (тертя по поверхні дна жолобів в середовищі абразивного вантажу тощо) вони схильні до зношування. Запас міцності з цієї причини вибирають підвищеним (до 12...15). Параметри вильчатих ланцюгів встановлюються за ГОСТ 12996–79.

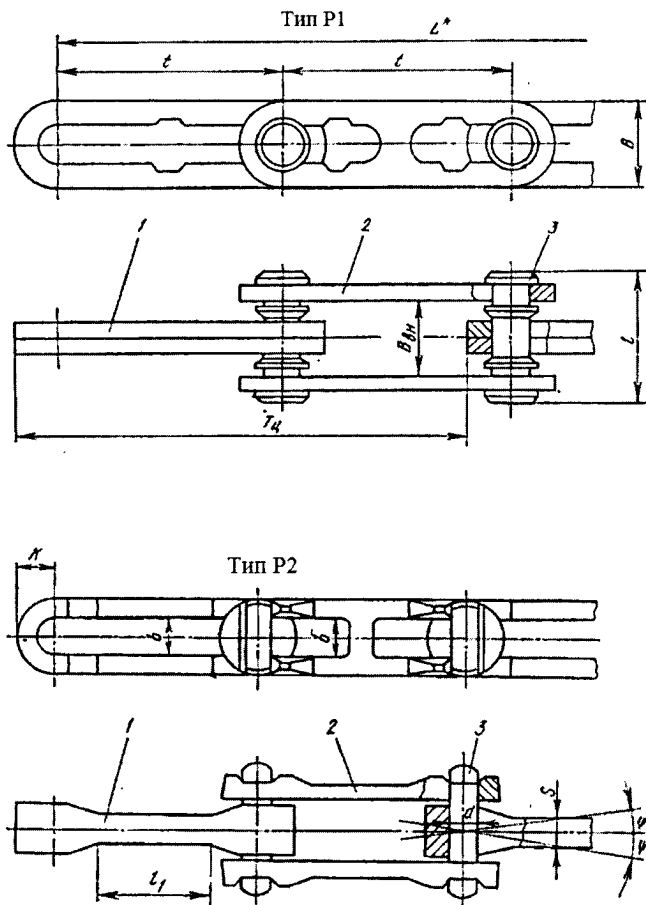


Рисунок 10.6 – Ланцюги тягові розбірні:
 1 – ланка внутрішня; 2 – ланка зовнішня; 3 – валик

Монолітність ланок – основна перевага таких ланцюгів, вона забезпечує підвищену надійність. Недоліками цих ланцюгів є висока трудомісткість виготовлення, значні питомі навантаження в шарнірах і пов'язане з цим їх зношування. Ланцюги тягові вильчаті виготовляються трьох типів (рис. 10.7): Р1 – розбірний, з фіксацією пальця дротяним шплінтом; Р2 – легкорозбірний, з фіксацією пальця штифтом-шпонкою; Р3 – розбірний, з фіксацією пальця дротяним штифтом, реверсивний.

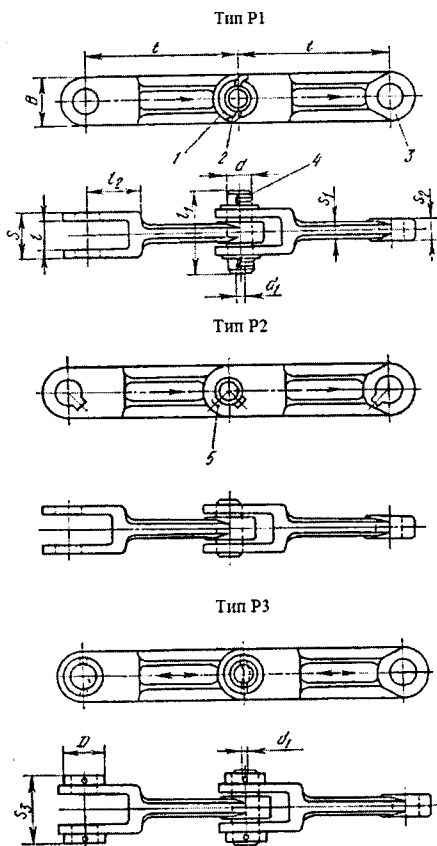


Рисунок 10.7 – Ланцюги тягові вильчаті:

1 – шайба; 2 – шплінт; 3 – ланка; 4 – палець; 5 – штифт-шпонка

Ці ланцюги можуть бути двох категорій міцності: Н – нормальної; В – високої. Для вильчатих тягових ланцюгів за ГОСТ 12996–79 рекомендується такий ряд швидкостей: 0,16; 0,2; 0,25; 0,315; 0,4 м/с.

Умовне позначення тягових вильчатих ланцюгів містить найменування виробу («ланцюг»), позначення типу ланцюга, крок ланцюга, мм, позначення категорії міцності ланцюга і позначення стандарту.

Наприклад, ланцюг типу P2 з кроком 160 мм і високої категорії міцності позначається: «Ланцюг P2 – 160 В ГОСТ 12996–79».

На рис. 10.7 позначені розміри, мм: t – крок ланцюга; B – ширина ланки; S – товщина вилки ланки; S_1 – товщина стержня ланки; S_2 – товщина хвостовика ланки; S_3 – товщина вилки по виступах; l – відстань між внутрішніми поверхнями вилки; l_1 – довжина пальця; l_2 – довжина вилки ланки;

d – діаметр пальця; d_1 – діаметр отвору під шплінт; D – діаметр виступів ланцюга.

Розбірні і вильчаті ланцюги розраховуються також за розривним зусиллям за умовою (10.1), при відповідних коефіцієнтах запасу.

10.3 Порядок виконання роботи

1. Конструкцію ланцюгів вивчають за двома зразками, які видаються викладачем (додаток А).

2. За допомогою штангенциркуля вимірюють геометричні параметри дослідних зразків ланцюгів і користуючись довідковою літературою, складають повне їх позначення.

3. Виконують перевірку одного із запропонованих ланцюгів на міцність.

Перевірка тягового ланцюга на міцність. Навантаження, що допускається на ланцюговий тяговий орган, визначається розривним зусиллям одного ланцюга S_p , необхідним запасом міцності m , кількістю ланцюгів i , нерівномірністю розподілу навантаження між ланцюгами, яка характеризується коефіцієнтом λ (табл. 10.1), за виразом

$$S_{\text{дон}} = \frac{\lambda \cdot S_p \cdot i}{m}. \quad (10.2)$$

Таблиця 10.1 – Значення коефіцієнта нерівномірності розподілення навантаження між ланцюгами

Характеристика тягового органа ланцюга	
Одноланцюговий	1,0
Дволанцюговий:	
штамповані розбірні ланцюги	0,63...0,67
круглоланкові ланцюги	0,83...0,91

Розрахунковий коефіцієнт запасу міцності за натягом та несівною здатністю:

$$m_p = \frac{m_{\text{ном}}}{k_p \cdot k_T \cdot k_{\Pi} \cdot k_{\text{дин}}}, \quad (10.3)$$

де $m_{\text{ном}}$ – номінальний коефіцієнт запасу міцності (під час розрахунку за стаціонарного режиму приймають $m_{\text{ном}} = 5$, за умов пускових навантажень $m_{\text{ном}} = 3$); k_p – коефіцієнт режиму роботи конвеєра (табл. 10.2); k_T – коефіцієнт конфігурації траси конвеєра ($k_T = 1,00$ – для горизонтальної прямолінійної траси; $k_T = 0,85$ – для складної траси); k_{Π} – коефіцієнт послаблення розрахункового перерізу деталей ланцюга (при гранично допустимому зношуванні $k_{\Pi} = 0,8...0,9$); $k_{\text{дин}}$ – коефіцієнт динамічних навантажень (табл. 10.3).

Таблиця 10.2 – Значення коефіцієнта режиму роботи конвеєра

Режим роботи	Надлегкий	Легкий	Середній	Важкий	Надважкий
k_p	1,2	1,1	1,0	0,9	0,8

Таблиця 10.3 – Значення коефіцієнта динамічних навантажень

Швидкість руху ланцюга, м/с	до 0,1	0,1...0,3	> 0,3
$k_{дин}$	1,0	0,9	0,8

10.4 Зміст звіту

1. Мета роботи та стислі теоретичні відомості.
2. Описати кожну конструкцію ланцюга та вказати сферу його використання.
3. Розшифрувати позначення заданого ланцюга.
4. Виконати перевірку тягового ланцюга на міцність згідно з виданим завданням.
5. Висновок.

Контрольні запитання до лабораторної роботи

1. За якими ознаками класифікуються ланцюги?
2. Назвіть основні параметри тягових ланцюгів.
3. Які фактори впливають на міцність ланцюга?
4. Яка різниця між вантажними та тяговими ланцюгами?
5. Обґрунтуйте сфери застосування вантажних ланцюгів.
6. Обґрунтуйте сфери застосування тягових ланцюгів.

Рекомендована література

1. Кузьмин А. В. Справочник по расчётам механизмов подъёмно-транспортных машин / А. В. Кузьмин, Ф. Л. Марон – [2-е изд., перераб. и доп.]. – Минск: Вышэйша школа, 1983. – 350 с.
2. Гамоля Ю. А. Машины непрерывного транспорта : курс лекцій / Ю. А. Гамоля, Е. К. Позиніч. – Хабаровск : ДВГУПС, 2008. – 248 с.
3. Цепи грузовые пластинчатые. Технические условия : ГОСТ 191–82. – [Введ. 1983-07-01] – М. : Издательство стандартов, 1982. – 18 с.
4. Цепи тяговые разборные. Технические условия : ГОСТ 589–85 – [Введ. 1987-01-01] – М. : Издательство стандартов, 1985. – 8 с.
5. Бондарев В. С. Підйомно-транспортні машини : розрахунки підйомальних і транспортувальних машин / В. С. Бондарев, О. І. Дубинець, М. П. Колісник та ін. – К. : Вища шк., 2009. – 734 с.
6. Будишевский В. А. Теоретические основы и расчёты транспорта энергомеханических производств / В. А. Будишевский, А. А. Сулима – Донецк, 1999. – 216 с.

Додаток А

Перелік завдань до виконання лабораторної роботи № 10

1. Ланцюг G200-3-55 ГОСТ 191–82
2. Ланцюг M20-2-60-2-1.1-0-1-2 ГОСТ 588–81
3. Ланцюг MC224-3-400-3-2.2-1-2-2 ГОСТ 588–81
4. Ланцюг G1600-4-120 ГОСТ 191–82
5. Ланцюг M630-4-500-2-3/0/-35-2-/129/-4 ГОСТ 588–81
6. Ланцюг A2-10×28 ГОСТ 2319–81
7. Ланцюг P2-100-220 ГОСТ 589-89
8. Ланцюг M120-2-100-2-1.3-2-2-2 ГОСТ 588–81
9. Ланцюг G5-1-15 ГОСТ 191–82
10. Ланцюг M80-1-80-1-1.2-1-2-3 ГОСТ 588–81
11. Ланцюг G1,25-5-6 ГОСТ 191–82
12. Ланцюг B1-16×45 ГОСТ 2319–81
13. Ланцюг A2-42×118 ГОСТ 2319–81
14. Ланцюг B2-30×84 ГОСТ 2319–81
15. Ланцюг P2-125-250 ГОСТ 589–85
16. Ланцюг P1-250-1000 ГОСТ 589–85
17. Ланцюг P2-63-63 ГОСТ 589–85
18. Ланцюг MC56-1-100-2-2.1-1-1-1 ГОСТ 588–81
19. Ланцюг M900-1-260-3-2-3 ГОСТ 588–81
20. Ланцюг MC112-2-215-3-1-1 ГОСТ 588–81
21. Ланцюг G4-1-120 ГОСТ 191–82
22. Ланцюг X-10×28 ГОСТ 2319–81
23. Ланцюг П-25,4-200-2-2 ГОСТ 23540–79
24. Ланцюг П-50,8-710-3-2 ГОСТ 23540–79
25. Ланцюг M112-2-150-1 ГОСТ 588–81
26. Ланцюг M315-2-160-1 ГОСТ 588–81
27. Ланцюг P2-250-1000 ГОСТ 589–85
28. Ланцюг P1-160-400 ГОСТ 589–85
29. Ланцюг M224-1-630-2-2,3-2-1-2 ГОСТ 588–81
30. Ланцюг MC56-2-80-1-1.3-1-2-1 ГОСТ 588–81

Навчальне видання

**Поліщук Леонід Клавдійович
Обертюх Роман Романович
Слабкий Андрій Валентинович**

ДЕТАЛІ МАШИН І ПІДЙОМНО-ТРАНСПОРТНЕ ОБЛАДНАННЯ

Лабораторний практикум

Редактор В. Дружиніна

Оригінал-макет підготовлено Л. Поліщуком

Підписано до друку 10.10.2017 р.
Формат 29,7х42¼ . Папір офсетний.
Гарнітура Times New Roman.
Ум. друк. арк. 6,81. Зам. № 2017-369.
Наклад 50 (1-й запуск 1–20) пр.

Видавець та виготовлювач
інформаційний редакційно-видавничий центр.
ВНТУ, ГНК, к. 114.
Хмельницьке шосе, 95,
м. Вінниця, 21021.
Тел. (0432) 59-85-32, 59-87-38.
press.vntu.edu.ua
E-mail: kivc.vntu@gmail.com.
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи
серія ДК № 3516 від 01.07.2009 р.