

Міністерство освіти України
Вінницький державний технічний університет

Б.Ф. Ліщинський, Р.Р. Обертюх

ДЕТАЛІ МАШИН ТА ПІД'ЄМНОТРАНСПОРТНЕ
ОБЛАДНАННЯ.
ЛАБОРАТОРНИЙ ПРАКТИКУМ

Вінниця ВДТУ 1998

Міністерство освіти України
Вінницький державний технічний університет

Б.Ф. Ліщинський, Р.Р. Обертюк



395857

621.81(075) Л 67 1998

Ліщинський Б. Ф. Деталі машин та під'ємотра

ДЕТАЛІ МАШИН ТА ПІД'ЄМОТРАНСПОРТНЕ
ОБЛАДНАННЯ.
ЛАБОРАТОРНИЙ ПРАКТИКУМ



Затверджено Ученою радою Вінницького державного технічного університету як навчальний посібник для студентів бакалаврського напрямку "Інженерна механіка"

Вінниця ВДТУ 1998

ДЕТАЛІ МАШИН ТА ПІД'ЄМНОТРАНСПОРТНЕ ОБЛАДНАННЯ
ЛАБОРАТОРНИЙ ПРАКТИКУМ. Навчальний посібник / Б.Ф. Ліщинський,
Р.Р. Обертюк – В.: ВДГУ, 1998. – 80 с. – Укр. мов. /

Лабораторний практикум складено у відповідності з програмою дисципліни "Деталі машин та під'ємнотранспортне обладнання". В посібнику приведені детальні описання лабораторних установок та механізмів, що розглядаються, і інструкцій по використанню 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.

Лл. 13. Табл. 11. Бібліогр. 16 назв

Рецензенти: В.А. Огородніков, д.т.н., проф.

П.С. Бернік, к.т.н., проф.

Зміст

Вступ.	4
1. Лабораторна робота №1 Аналіз кінематичних схем приводів машин.	6
2. Лабораторна робота № 2 Вивчення конструкції циліндричного двоступінчастого редуктора.	15
3. Лабораторна робота № 3 Вивчення конструкції циліндричного черв'ячного редуктора.	27
4. Лабораторна робота № 4 Вивчення конструкції та визначення несучої здатності валів передач при заданих коефіцієнтах запасу міцності.	41
5. Лабораторна робота № 5 Вивчення конструкції та характеристик підшипників кочення.	60
6. Лабораторна робота № 6 Дослідження конструкції сталевих канатів	74

ВСТУП

Дисципліна "Деталі машин та під'ємно-транспортне обладнання" /ДМ та ПТО/ є однією з важливих загальноінженерних дисциплін, що формують у студентів машинобудівних спеціальностей необхідну теоретичну та професійно спрямовану базу знань, без якої неможливе освоєння фахових дисциплін, які вивчаються на старших курсах інженерії та магістратури.

ДМ та ПТО - дисципліна, що вивчає основні принципи конструювання та методи розрахунку механізмів та деталей машин загально-машинобудівного призначення. При освоєнні цієї дисципліни важливе місце посідає лабораторний практикум. Виконуючи лабораторну роботу, студенти ґрунтовно ознайомлюються з конструкціями окремих механізмів та їх деталей, що дозволяє їм приймати правильні конструкторські розв'язки при розробці курсових проєктів як з ДМ та ПТО, так і з інших дисциплін, а також є запорукою якісної підготовки дипломного проєкту. При виконанні лабораторних робіт, що мають метою випробовування різних деталей та механізмів машин, студенти набувають практичних навичок постановки експериментів, обробки та оформлення результатів досліджень, що є важливим фактором формування у майбутніх фахівців творчого підходу до розв'язання інженерно-технічних та наукових завдань.

З метою ефективного освоєння теоретичного матеріалу з дисципліни ДМ та ПТО перед виконанням кожної лабораторної роботи студенти зобов'язані: вивчити теоретичний матеріал, який приведений в кожній роботі, детально ознайомитись з конструкціями механізму та його деталей чи експериментальної

установки та вимірювальними приладами, уяснити мету роботи, її задачі і порядок виконання.

До проведення робіт і дослідів, що відповідають змісту лабораторної роботи, студент допускається після співбесіди з викладачем і дозволу останнього. Перед виконанням роботи студенти проходять інструктаж з правил техніки безпеки, яких вони повинні дотримуватись при проведенні дослідів та інших робіт, передбачених змістом лабораторної роботи. Після закінчення роботи, студент повинен вимкнути дослідну установку або зібрати механізм, прибрати робоче місце, здати інструменти та вимірювальні прилади лаборанту або викладачу і приступити до оформлення звіту з лабораторної роботи. Вимоги до змісту та оформлення звіту з лабораторної роботи приведені в описанні кожної лабораторної роботи.

Захист лабораторної роботи відбувається в час, установлений викладачем, що проводить лабораторні заняття. Результати захисту оцінюються відповідною сумою балів, приведеною в технологічній карті модульно-рейтингової системи вивчення даної дисципліни. Бальна оцінка кожної лабораторної роботи доводиться до відома студентів на початку вивчення дисципліни.

АНАЛІЗ КІНЕМАТИЧНИХ СХЕМ ПРИВОДІВ МАШИН

1 Мета роботи

Вивчення основних рекомендацій по розробці кінематичних схем та виконанню кінематичних розрахунків приводів машин.

2 Теоретичні відомості

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

Курс ДМ і ПТО вивчає механічні приводи машин. За допомогою механічного приводу проходить передача енергії від двигуна до робочого органу машини, як правило з перетворенням швидкостей, моментів, зусиль, а інколи характеру та закону руху механізмів.

Привод, який складається з електродвигуна та механічних передач, називається механічним приводом /або просто приводом/.

2.1 Розробка кінематичної схеми приводу.

Проектування приводу починається з розробки його кінематичної схеми. Для розробки кінематичної схеми приводу необхідно мати такі дані: номінальний обертаючий 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 внаслідок аналізу декількох варіантів, які піддають порівняльній оцінці з точки зору конструктивної доцільності, досконалості

кінематичної та силової схеми, простоти енергомісткості, габаритів, металомісткості, зручності обслуговування, збирання-розбирання, регулювання та огляду. Після аналізу різних варіантів і їх оцінки вибирають кінематичну схему для подальшого проектування приводу.

При розробці кінематичних схем необхідно врахувати, що електродвигун - один із основних елементів 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. При виборі 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 росте загальне передаточне число приводу і відповідно його габарити, маса та вартість. Досвідом 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 врахуванням наміченої кінематичної схеми приводу машини, рекомендують приймати при попередніх розрахунках $n_{дв} = 1500 \text{ хв}^{-1}$.

Передаточне число приводу визначається як відношення частот обертання валів двигуна та робочого органу машини, може бути реалізовано різними способами. При великих передаточних числах використовують багатоступінчасті однотипні, а також комбіновані передачі з їх різних типів.

В кінематичному плані послідовність розміщення передач різних типів та розподіл між ними передаточного числа не має значення, але необхідно, щоб виконувалась умова

$$U_{\text{заг}} = U_1 \cdot U_2 \dots U_n.$$

Навантаженість деталей передач залежить від того, в якій послідовності вони розміщені в силовому ланцюгу, а також від передбаченої розбивки $U_{\text{заг}}$ між ними. При віддаленні від двигуна в силовому ланцюгу понижуючих передач росте навантаження відповідних деталей, так як навантаження на деталь визначається обертаючим моментом, який збільшується з пониженням частоти обертання. Внаслідок цього в області менших частот обертання необхідно використовувати передачі з великою навантажуючою здатністю, які забезпечують менші габаритні розміри та масу приводу.

Так, наприклад, у приводі, який складається із пасової та зубчастої передачі, варіант розміщення "двигун-пасова-зубчаста передача-робочий орган" кращий варіанта "двигун-зубчаста-пасова передача-робочий орган", так як розміщення зубчастої передачі на найбільш навантаженій ланці силового ланцюга дає 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 передача-робочий орган".

Досвід проектування, виготовлення та експлуатації різних передач, а також результати досліджень роботи передач, дають змогу намітити області та межі переважного використання передач різних типів. Тому в технічній літературі приведені максимальні та часто використовувані значення передаточних чисел, колових швидкостей та потужностей для різних типів механічних передач. Конструктор при розробці кінематичних схем приводів машин повинен використовувати ці рекомендації.

2.2 Кінематичний розрахунок привода

Після розробки кінематичної схеми починають кінематичний розрахунок привода, який являється важливим етапом проектуван-

ня, так як від його правильного виконання залежать габарити та маса привода, надійність та якість роботи машини в цілому.

Кінематичний розрахунок привода проводиться одночасно з вибором по каталогу необхідного двигуна /по потужності та частоті обертання/ та зводиться до визначення загального передаточного числа привода, розподілу його між окремими вузлами та типами передач кінематичної схеми, а також по визначенню частот обертання, моментів та потужностей на всіх валах привода.

Необхідна 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 привода, кВт;

$\eta_{\text{заг}} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \dots \cdot \eta_n$ - загальний ККД привода;

$\eta_1, \eta_2, \dots, \eta_n$ - ККД кожної кінематичної пари, яка входить в привод /зубчастой, черв'ячної, пасової та інших передач, пар підшипників, муфт та інших /.

Значення ККД передач різних типів, муфт та підшипників приведені в [1.2].

За необхідною потужністю електродвигуна і відповідно з режимом навантаження механізмів по каталогу вибирають відповідний двигун. При цьому номінальна потужність електродвигуна P , прийнята по каталогу, повинна бути рівна або більше $P_{\text{номр}}$ ($P \geq P_{\text{номр}}$).

Для кожної потужності в каталозі електродвигунів приведено декілька двигунів з різними синхронними частотами обертання вала: $n_c = 3000, 1500, 1000, 750 \text{ хв}^{-1}$. При заданій кінематичній схемі приводу, частоту обертання вала електродвигуна необхідно вибирати з таким розрахунком, щоб передаточні числа окремих

передач знаходились в межах рекомендацій [2].

Загальне передаточне число приводу визначають за формулою:

$$U_{\text{заг}} = n_{\text{дв}} / n_{\text{р}}, \quad / 1,2 /$$

де $n_{\text{дв}}$ - асинхронна частота обертання вала вибраного електродвигуна;

$n_{\text{р}}$ - частота обертання робочого /веденого/ вала приводу.

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

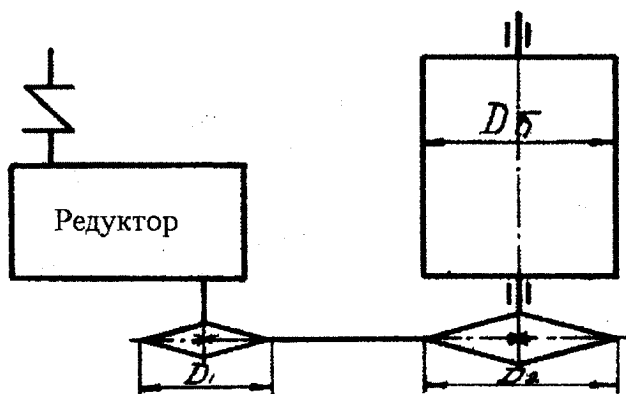
$$D_2 = (0,9 \dots 1,2) D_6; \quad D_2 = (0,9 \dots 1,2) D, \quad / 1.3 /$$

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

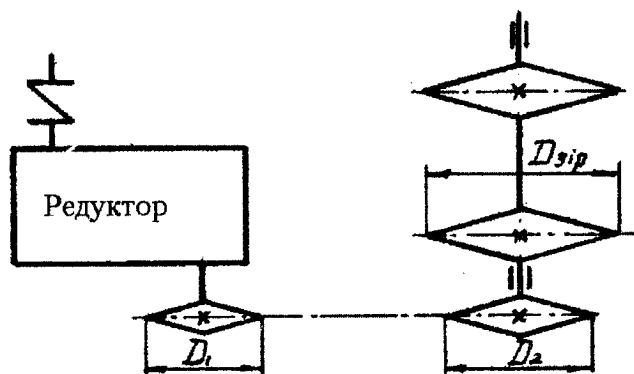
$$U_{\text{заг}} = U_{\text{ред}} \cdot U_1 \cdot U_2 \dots U_n,$$

де $U_{\text{ред}}$ - передаточне число редуктора; $U_1, U_2 \dots U_n$ - передаточні числа передач, що входять в привод. Рекомендовані значення для $U_{\text{ред}}, U_1, U_2$ та U_n приведені в технічній літературі [1,2].

Розміри та маса багатоступінчастого редуктора залежать від прийнятого метода розбивки передаточного числа редуктора $U_{\text{ред}}$ за його окремими ступенями. Розбивка може бути різною в залежності від того, яка з вимог редуктора вважається головною. До таких вимог можуть бути віднесені: мінімальна маса



a)



б)

а - стрічковий конвейер; б - пластинчастий конвейер
Рисунок 1.1 - Кінематичні схеми приводів машин

редуктора; мінімальні габарити; однакова міцність робочих поверхонь зубців всіх коліс; зручність змащування всіх коліс та інші.

Розбивку передаточного числа редуктора між його ступенями проводять згідно з рекомендаціями, приведеними в таблиці 1.1.

Таблиця 1.1

Тип редуктора	$U_{ред}$ Рекомен- довані та max	Передаточне число швидкохідного ступеня	Передаточне число тихохідного ступеня
Циліндричний, двоступінчатий за розвернутою схемою	12,5...25 /8,0...50/	$U_{шв} = U_{ред} / U_T$	4...5 /4...5,6/
Циліндричний, двоступінчатий з роздвоєним швидкохідним ступенем	12,5...25 /8,0...50/	$U_{шв} = U_{ред} / U_T$	4...5 /4...5,6/
Циліндричний, двоступінчатий за співвісною схемою	12,5...22 /8,0...40/	$U_{шв} = U_{ред} / U_T$	$U_T = 0,9 \sqrt{U_{ред}}$
Конічно- циліндричний	12,5...20 /8,0...40/	$U_{шв} = U_{ред} / U_T$	$U_T = 0,63 \sqrt{U_{ред}^2}$
Черв'ячно- зубчастий	50...400	$U_{шв} = U_{ред} / U_T$	$U_T = 3...63$

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

Частоти обертання валів:

$$n_1 = n_{0a}; \quad n_2 = \frac{n_1}{U_1}; \quad n_3 = \frac{n_2}{U_2}; \quad n_n = \frac{n_{n-1}}{U_n},$$

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

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

де $P_{\text{номр}}$ - необхідна потужність двигуна, кВт /1.1/;

$\eta_{(n-1)-n}$ - ККД між попереднім та наступним валом.

Обертаючі моменти на валах, Нм;

$$T_1 = 9550 \frac{P_1}{n_1}; \quad T_2 = 9550 \frac{P_2}{n_2}; \quad T_3 = 9550 \frac{P_3}{n_3}; \quad T_n = 9550 \frac{P_n}{n_n}.$$

3 Порядок виконання роботи

3.1 В розділі 2 ознайомитись з загальними відомостями по розробці кінематичних схем приводів машин та виконанням кінематичних розрахунків.

3.2 Одержати у викладача кінематичну схему привода та вихідні дані по P_H та n_p .

3.3 Вивчити ГОСТ 2.770-68. Позначення умовні, графічні в схемах.

3.4 Зробити опис кінематичної схеми привода.

3.5 Виконати кінематичний розрахунок привода для чого: визначити загальний ККД привода та необхідну потужність на валу двигуна; по каталогу вибрати необхідний електродвигун; визначити загальне передаточне число привода $U_{\text{заг}}$ для чотирьох варіантів двигунів за синхронною частотою обертання вала двигуна - $n_{\text{дв}} = 3000; 1500; 1000; 750 \text{ хв}^{-1}$, використавши рекомендації [2] провести розбивку загального передаточного числа привода між його ступенями /для чотирьох варіантів двигунів/;

Зробити аналіз одержаних варіантів відносно їх можливостей

для реалізації заданої частоти обертання веденого вала привода; вибрати та обґрунтувати оптимальний варіант частоти обертання вала двигуна; для вибраного варіанту визначити частоти обертання, потужності та обертаючі моменти на кожному валу привода.

3.6 Підготувати звіт з лабораторної роботи

Зміст звіту.

- 4.1. Кінематична схема привода.
- 4.2. Опис кінематичної схеми.
- 4.3. Визначення загального ККД привода.
- 4.4. Визначення необхідної потужності двигуна $P_{\text{потр}}$.
- 4.5. Вибір електродвигуна.
- 4.6. Визначення загального передаточного числа $U_{\text{заг}}$ привода для чотирьох варіантів.
- 4.7. Розбивка загального передаточного числа привода між його ступенями для чотирьох варіантів.
- 4.8. Аналіз одержаних варіантів.
- 4.9. Обґрунтування отриманого варіанту частоти обертання вала електродвигуна.
- 4.10. Визначення частоти обертання, потужності та обертаючих моментів на всіх валах привода для оптимального варіанту.

Література

1. Кузьмин А.В. и др. Курсовое проектирование ДМ часть 1 - Минск: Высшая школа, 1982.
2. Павленко В.С. и др. Методические указания по кинематическому расчету привода и выбору электродвигателя при выполнении курсового проекта по ДМ Винница: ВПИ, 1982.
3. ГОСТ 2.770-68. Обозначения условные графические в схемах.

Лабораторна робота № 2

ВИВЧЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ ЦИЛІНДРИЧНОГО ДВОСТУПІНЧАСТОГО РЕДУКТОРА

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

1 Теоретичні відомості

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

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, шпоночні 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.

1.1 Класифікація та типові компоновочні 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 багато-ступінчасті;

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;

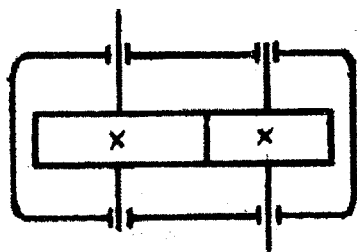
4) за розташуванням валів в просторі - горизонтальні, вертикальні та похилі.

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

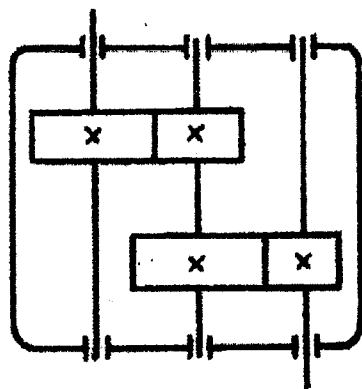
При малих загальних передаточних відношеннях застосовують одноступінчасті редуктори (рис. 1.1, а) з діапазоном передаточних чисел від 1,6 до 8 (циліндричні редуктори) та від 1 до 63 (конічні редуктори). Значно більше розповсюджені дво-ступінчасті циліндричні редуктори, які можуть компоуватись за схемами: розвернутій (рис. 1.1, б), співвісній (рис. 1.1, в) та з роздвоєним швидкохідним ступенем (рис. 1.1, г) [1,2].

Редуктори за розвернутою схемою (див. рис. 1.1, б) конструктивно та технологічно найбільш прості, що й обумовлює їх широке розповсюдження в різних галузях. Вони мають найменшу ширину та легко уніфікуються, але несиметричне розташування коліс на валах відносно опор приводить до нерівномірного розподілу навантаження по довжині зубця та між підшипниками опор. Ця вада ускладнює припрацювання загартованих до високої твердості зубчастих коліс.

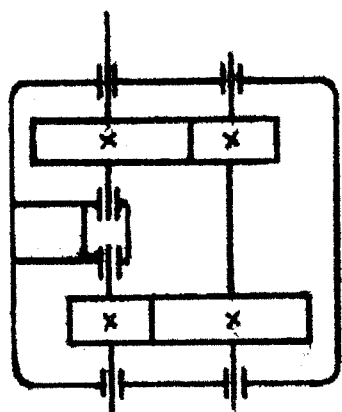
Для покращення умов роботи найбільш навантаженого тихохідного ступеня застосовують редуктори з роздвоєним швидкохідним ступенем (див. рис. 1.1, г). Рівномірне навантаження обох



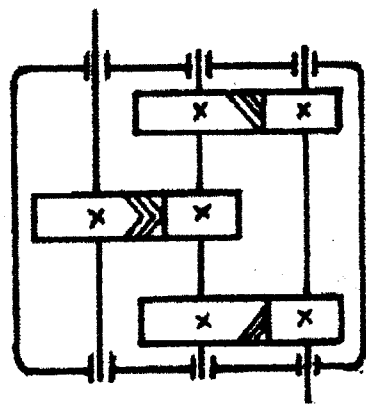
a)



б)



в)



г)

Рисунок 1.1-Принципові схеми циліндричних зубчастих редукторів

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 осьову самоустановку. Редуктори з роздвоєним швидкохідним ступенем мають меншу масу (на $\approx 20\%$ легші від редукторів за розвернутою схемою) та більш компактні, але трудомісткість їх виготовлення більш висока. Застосовуються редуктори в машинах, що працюють з великими перевантаженнями. В випадках коли за умовами компоновки механічного привода необхідна співвісність ведучого та веденого валів, використовують співвісні редуктори (див. рис. 1.1, в), які мають малі габарити по довжині. 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. Двоступінчасті циліндричні редуктори застосовують в діапазоні передаточних чисел від $U_{\min} = 6.3$ до $U_{\max} = 63$ [2].

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

2.1 Циліндричні одно- та двоступінчасті редуктори.

2.2 Зубомір, штангенциркуль, металеві лінійки, гаєчні ключі, викрутки.

2.3 Плакати "Типові схеми редукторів" та "Підшипникові вузли редукторів".

3 Описання конструкції редуктора

Лабораторна робота виконується на базі двоступінчастих циліндричних редукторів типу Ц2У [3]. На рис. 3.1 зображена

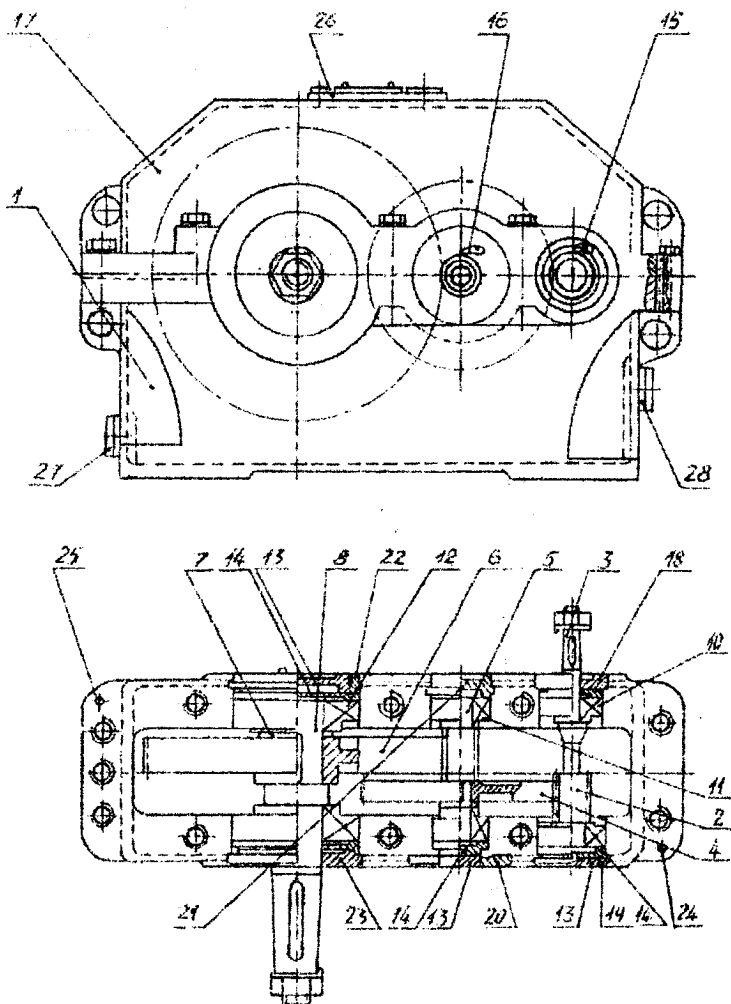


Рисунок 3.1 – Конструкція двоступінчастого редуктора Ц2У-160

конструкція двоступінчастого редуктора У2У-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 за одне ціле з швидкохідним валом 3, колесо 4 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 та 8 буртиками і розмірними втулками, які іншими своїми торцями впираються на 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...23. Кришки 18 та 23 мають отвори, через які виходять кінці швидкохідного та тихохідного валів. В розточках кришок 18 та 23, як правило, розташовують ущільнюючі пристрої, призначення яких захищати порожнину редуктора від забруднення із зовнішнього середовища та виключати витікання мастила через кільцеві зазори між валами та отворами в кришках.

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 установки підшипників валів можуть закриватись фланцевими кришками, які кріпляться до корпусу редуктора гвинтами.

Розточку отворів під підшипники в корпусі 1 та кришці 17 виконують в зборі. З цією 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, при цьому кришка 17 та корпус 1 стягуються гвинтами.

Масило 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.

Змащення всіх пар тертя редуктора здійснюється з загальної мастильної ванни. Передачі змащуються зануренням, а підшипники - розбризкуванням. Для піднімання редуктора на його корпусі та кришці передбачені приливи-захвати з отворами для гака.

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

4 Порядок виконання роботи

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

4.2 Визначити габаритні та приєднувальні розміри редуктора. Результати записати в таблицю 5.1.

4.3 Відкрити гвинти кріплення кришки редуктора до корпусу та зняти кришку.

4.4 Виміряти, по можливості, якнайточніше міжосьові відстані $a_{\alpha(m)}$ та $a_{\alpha(m)}$ ступенів редуктора. Результати цих вимірювань та всіх наступних занести в таблицю 5.1.

4.5 Виміряти ширину зубчастих коліс обох ступенів $b_{\omega}(ш)$ та $b_{\omega}(m)$.

4.6 Витягнути з корпусу швидкохідний, проміжний та тихохідний вали.

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

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

4.9 Виміряти діаметри вершин зубців d_a всіх коліс редуктора.

4.10 Підрахувати число зубців Z всіх коліс редуктора.

4.11 Визначити передаточні числа швидкохідного та тихохідного ступенів за формулами:

$$U_{ш} = Z_{2(m)} / Z_{1(m)}; \quad U_m = Z_{2(m)} / Z_{1(m)}, \quad (4.1)$$

де $Z_{1(m)}$, $Z_{2(m)}$, $Z_{1(ш)}$, $Z_{2(ш)}$ - число зубців шестерні та колеса, відповідно швидкохідного та тихохідного ступенів редуктора.

4.12 Розрахувати діляльні діаметри шестерні за виразами:

$$d_{1(m)} = 2a_{\alpha(m)} / (U_m + 1); \quad d_{1(ш)} = 2a_{\alpha(ш)} / (U_{ш} + 1). \quad (4.2)$$

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

$$m_{n(m)} = 0,5(d_{a1(m)} - d_{1(m)}); \quad m_{n(ш)} = 0,5(d_{a1(ш)} - d_{1(ш)}) \quad (4.3)$$

4.14 Визначити кут нахилу лінії зубців за залежностями:

$$\cos \beta_u = \frac{m_{n(u)} Z_{1(u)} (U_u + 1)}{2a_{u(m)}}; \quad \cos \beta_m = \frac{m_{n(m)} Z_{1(m)} (U_m + 1)}{2a_{u(m)}} \quad (4.4)$$

4.15 Розрахувати коефіцієнт відносної ширини зубчастих коліс за формулами:

$$\Psi_{bd} = b_{w2(m)} / d_{1(m)}; \quad \Psi_{bd(m)} = b_{w2(m)} / d_{1(m)} \quad (4.5)$$

4.16 Визначити торцевий модуль зубців кожного ступеня за формулами:

$$m_{t(m)} = m_{n(m)} / \cos \beta_{(m)} \quad m_{t(ш)} = m_{n(ш)} / \cos \beta_{(ш)} \quad (4.6)$$

4.17 Підготувати звіт з лабораторної роботи.

5 Звіт з лабораторної роботи

5.1 Звіт з лабораторної роботи оформляється згідно вимог до текстової конструкторської документації /ГОСТ2.105-95/.

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

5.3 Результати вимірювань габаритних та приєднувальних розмірів записати в таблицю 5.1.

Таблиця 5.1

Параметри		Значення, мм
1		2
Габаритні розміри		
1.	Довжина, ширина, висота (L×B×H)	
Приєднувальні розміри		
1.	Діаметр швидкохідного вала, $d_{ш}$	
2.	Довжина виступаючого кінця швидкохідного вала, $L_{ш}$	
3.	Розміри шпонки на виступаючому кінці швидкохідного вала, $b \times h \times l$	
4.	Діаметр тихохідного вала, d_m	

Продовження таблиці 5.1

1	2
5. Довжина виступаючого кінця тихохідного вала, L_m	
6. Розміри шпонки на виступаючому кінці тихохідного вала, $b \times h \times l$	
7. Висота осі обертання валів редуктора, h	
8. Діаметр отворів в опорному фланці редуктора під фундаментні болти, d_ϕ	
9. Відстань між осями отворів під фундаментні болти	
10. Розміри основи корпусу редуктора	

5.4 Результати вимірювань та розрахунків параметрів зубчастих передач записати в таблиці 5.2

Таблиця 5.2

Параметри	Позначення	Розрахункова формула	Швидкохідний ступінь	Тихохідний ступінь
1	2	3	4	5
1. Число зубців шестерні	Z_1			
2. Число зубців колеса	Z_2			
3. Передаточне число ступеня	$U_{пр}$ (U_m)			

Продовження таблиці 5.2

1	2	3	4	5
4. Передаточне число редуктора	$U_p = U_{ш.}$ U_m			
5. Міжосьова відстань, мм	a_w			
6. Ширина колеса, мм	b_{w2}			
7. Коефіцієнт відносної ширини зубчастих коліс	Ψ_{bd}			
8. Модуль нормальний, мм	m_n			
9. Модуль торцевий, мм	m_t			
10. Кут нахилу лінії зубця	β°			

5.5 Привести коротке описання конструкції корпусу та процесу складання редуктора.

5.6 Дати короткий опис способу регулювання підшипників з вказівкою на їх тип.

5.7 Привести опис способу змащення зубчастих передач та підшипників.

5.8 Описати будову пристроїв для заливання та контролю рівня мастила.

6 КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ ДЛЯ САМОПЕРЕВІРКИ

6.1 Для чого служить редуктор?

6.2 Де застосовують редуктори?

6.3 За якими ознаками класифікують редуктори?

6.4 Накресліть кінематичні схеми двоступінчастих циліндричних редукторів.

6.5 Які основні переваги та вади редукторів, побудованих за

розвернутими, співвісними схемами і з роздвоєним швидкохідним ступенем?

6.6 На якому з валів редуктора швидкохідному чи тихохідному більше обертаючий момент і чому?

6.7 Які типи підшипників застосовуються в редукторах з прямозубим та косозубим зацепленням?

6.8 Які Ви знаєте способи попереднього натягу радіально упорних підшипників?

6.9 Як змащуються зубчасті передачі та підшипники редуктора?

6.10 Яким чином контролюється рівень мастила в редукторі?

6.11 Яке призначення штифтів, розміщених в фланці корпусу редуктора?

6.12 Чому штифти /див. п. 6.11/ потрібно розміщувати як на найбільшій відстані один від одного?

ЛІТЕРАТУРА

1. Решетов Д.Н. Детали машин; Учебник для студентов машиностроительных и механических специальностей вузов. 4-е изд., перераб. и доп., -М.: Машиностроение, 1989. - 496 с.
2. Технічна механіка, кн. 4. Деталі машин: Підручник /Д.В. Чернілевський, В.С.Павленко, М.В.Любін; За ред. Д.В.Чернілевського. -К.: НМК ВО, 1992. - 360 с.
3. Анурьев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3-х т. Т.3. - 5-е изд., перераб. и доп. - М: Машиностроение, 1978. - 557 с.

ВИВЧЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ ЧЕРВ'ЯЧНОГО РЕДУКТОРА

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

1 Теоретичні відомості

Черв'ячні редуктори застосовують в випадках, коли необхідно забезпечити великі передаючі відношення при малих габаритах механічного приводу. Найбільш розповсюджені одноступінчасті черв'ячні редуктори, які виготовляють з передаючими числами $U=8\ldots 80$. Якщо, згідно службових вимог до приводу, необхідні більші передаючі відношення, то використовують двоступінчасті черв'ячні редуктори або зубчато-черв'ячні редуктори.

Одноступінчасті черв'ячні редуктори можуть виготовлятися за наступними схемами:

- 1/ з розташуванням черв'яка над колесом /рис. 1.1, а/;
- 2/ з розташуванням черв'яка під колесом /рис. 1.1, б/;
- 3/ з боковим розміщенням черв'яка, вісь якого горизонтальна, а колесо має вертикальну вісь /рис. 1.1, в/;
- 4/ черв'як з вертикальною віссю, розташований з боку колеса з горизонтальною віссю /рис. 1.1, г/.

При виборі схеми редуктора керуються вимогами до службового призначення механічного приводу та його компоновки. Конструкція черв'ячного редуктора з верхнім розташуванням черв'яка /див. рис. 1.1, а/ застосовується при великих швидкостях черв'яка, оскільки в такому редукторі найменші гідродинамічні втрати потужності на переміщення мастила в картері через малу частоту обертання колеса. Зачеплення в такій передачі змащується

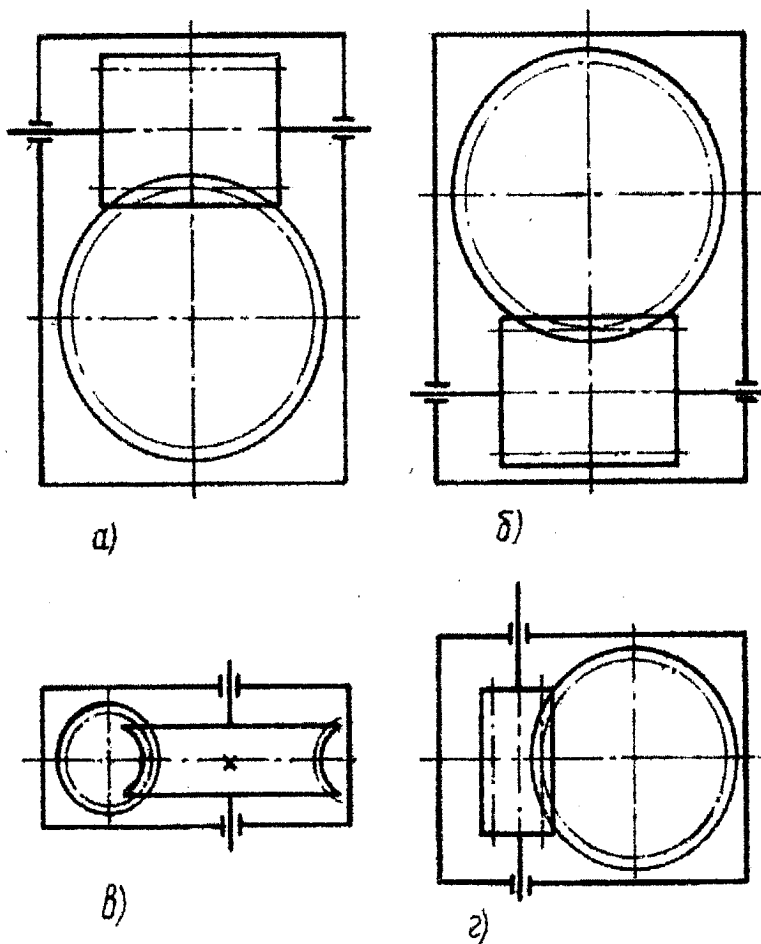


Рисунок 1.1-Принципові схеми черв'ячних редукторів

зануренням, а підшипники черв'яка і колеса за рахунок розбризування мастила або окремо від зачеплення пластичними мастилами. До переваг черв'ячних редукторів з верхнім розташуванням черв'яка слід також віднести меншу ймовірність попадання в зачеплення продуктів зношування передачі. Вада редукторів з верхнім розміщенням черв'яка в порівнянні з редукторами з нижнім розташуванням черв'яка - більша теплонапруженість. При колових швидкостях черв'яка $V = 4 \dots 5$ м/с [1] доцільно використовувати редуктори з нижнім розташуванням черв'яка /див. рис. 1.1,б/, які за рахунок занурення черв'яка в мастило /до осі/ допускають передачу більшої потужності по критерію нагрівання, але при великих швидкостях в редукторах цієї схеми зростають гідродинамічні втрати потужності. Через розташування рівня мастила в картері редукторів цього типу на висоті осі черв'яка збільшується ймовірність витікання мастила, що примушує ускладнювати конструкцію ущільнень вала черв'яка.

Редуктори з боковим розміщенням черв'яка /див. 1.1, в, г/ застосовують лише в технічно обґрунтованих випадках через утруднене змащення підшипників вертикальних валів та утримання мастила від витікання. Крім перерахованих вад редукторів цього типу, вони мають технологічно більш складну конструкцію черв'ячних коліс та корпусів.

Черв'як виготовляють з легованої сталі. Черв'ячні колеса з метою економії кольорових сплавів виконують збірними, зубчастий вінець з антифрикційного матеріалу /олов'яні та безолов'яні бронзи/, а центр сталевий або чавунний. Повністю з антифрикційного матеріалу виготовляють черв'ячні колеса малих розмірів / $d_{d2} = 100 \dots 120$ мм [2]/. При швидкості ковзання $V_s \leq 2$ м/с в ручних приводах черв'ячні колеса можуть виготовлятися з

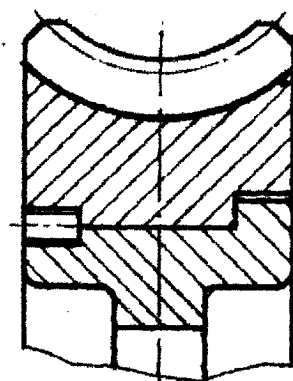
сірого або модифікованого чавуну [3]. Застосовують наступні типові конструкції бандажованих черв'ячних коліс:

1. Бронзовий зубчастий вінець спрягається з сталевим або чавунним центром по посадці з натягом /рис. 1.2, а/. Конструкція проста при виготовленні і в основному використовується в передачах з малим тепловим напруженням та діаметрами коліс. Вадю цієї конструкції черв'ячних коліс - велика витрата бронзи та зменшення натягу при нагріванні до високої температури через більшу величину коефіцієнта лінійного теплового розширення бронзи, ніж сталі або чавуну. Для попередження взаємного колового зміщення вінця та центру у стик їх поверхонь вкручують гвинти або вставляють круглі шпонки.

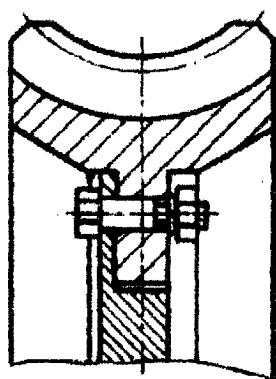
2. Для коліс великих та середніх розмірів застосовують болтову конструкцію /рис. 1.2, б/, бронзовий вінець якої має фланець, до якого болтами, посадженими без зазору, кріпиться центр. Для меншої температурної деформації робочих поверхонь зубців, фланець виконують, по можливості, симетричним по відношенню до вінця.

3. Біметалева конструкція - бронзовий вінець відливається в форму, в яку попередньо установлюють центр /рис. 1.2, в/. Це найбільш раціональна конструкція черв'ячних коліс - використовується в редукторах серійного виробництва. Фіксація зубчастого вінця в коловому та осьовому напрямку виконується за допомогою виступів або заглибин, попередньо утворених на поверхні стикування сталевого або чавунного центру.

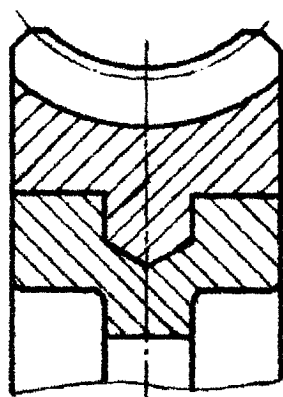
Вали черв'ячних коліс на черв'яки установлюють, як правило, на радіально-упорних підшипниках кочення. Підшипники вала колеса розміщують за схемою "в розпір" /див. рис. 3.1/. За такою ж схемою установлюють підшипники черв'яків з невеликою відстанню між опорами $l \leq 10d$, де d - діаметр вала в місці



a)



б)



в)

Рисунок 1.2 - Типові конструкції бандажованих черв'ячних коліс.

посадки підшипника/ та тепловою напруженістю. У черв'яків з великою відстанню між опорами $l > 10 \dots 12/d$ і таких, що працюють в напруженому теплому режимі, підшипники встановлюють за універсальною схемою, одна опора якої - плаваючий радіальний підшипник, а друга /фіксуюча/ складається з двох радіально-упорних або одного здвоєного підшипників, які сприймають осьові зусилля в обох напрямках /див. рис. 3.1/.

Внутрішні кільця підшипників спрягають з валом по посадці з натягом та фіксують в осьовому напрямі, а зовнішні з'єднують з поверхнею розточки в корпусі по посадці з маленьким зазором /соті частки міліметра/, що дає можливість кільцю під час роботи зайняти таке положення, при якому забезпечується гарний контакт тіл кочення з доріжками кілець підшипника.

Корпуси черв'ячних редукторів виготовляють з чавуну та алюмінієвих сплавів. Корпуси великих редукторів виконують з верхньою кришкою, а малих - з бічною.

З метою зменшення номенклатури різучого інструменту стандартом передбачені черв'яки з числом заходів $Z_1 = 1; 2; 4$. Мінімальні числа зубців черв'ячних коліс в допоміжних кінематичних передачах при $Z_1 = 1$ приймають $Z_{2\min} = 17 \dots 18$, а в силових передачах $Z_{2\min} = 26 \dots 28$. Оптимальне значення для силових передач $Z_{\text{opt}} = 32 \dots 63$ /не більше 80/ [1]. В окремих випадках /приводи великих столів, наприклад, металорізальних верстатів/ Z_2 може доходити до 200... 1000.

2. ПРИСТРОЇ, ПРИЛАДИ, ІНСТРУМЕНТИ ТА НАОЧНІ ПОСІБНИКИ НЕОБХІДНІ ДЛЯ ВИКОНАННЯ РОБОТИ

2.1 Черв'ячні редуктори різних схем.

2.2 Штангенциркулі, металеві лінійки, гаєчні ключі, викрутки.

2.3 Плакати: "Типові схеми черв'ячних редукторів" та "Підшипникові вузли черв'ячних редукторів".

3 ОПИСАННЯ КОНСТРУКЦІЇ ЧЕРВ'ЯЧНОГО РЕДУКТОРА З НИЖНІМ РОЗТАШУВАННЯМ ЧЕРВ'ЯКА

На рис. 3.1 зображена конструкція черв'ячного редуктора з нижнім розташуванням черв'яка.

Примітка: викладач може запропонувати для вивчення редуктори інших схем.

Редуктор складається з корпусу 1 та скріпленої з ним болтами 2 кришки 3. В корпусі 1 розміщений вал-черв'як 4, опори якого /шарикопідшипники/ установлені за універсальною схемою. Ліва опора /рис. 3.1/ - плаваючий радіальний шарико-підшипник 5, внутрішнє кільце якого жорстко фіксується на валу, а зовнішнє в осьовому напрямі не кріпиться /"плаває"/. Права опора /фіксуюча/ черв'яка складається з двох радіально-упорних шарикопідшипників 6, розміщених 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 стакану 7, виступом кришки 8, гайками 9 та маточиною крильчатки 10. Осьові зазори в радіально-упорних підшипниках 6 регулюють за допомогою набору тонких металевих прокладок II, які установлюють між фланцями стакану 7 та кришки 8,

Крильчатки 10 служать для кращого змащення колеса II та його підшипників 12 розбризкуванням, захищають підшипники черв'яка від надмірного надходження мастила, а також дозволяють понизити рівень мастила в картері редуктора, що зменшує

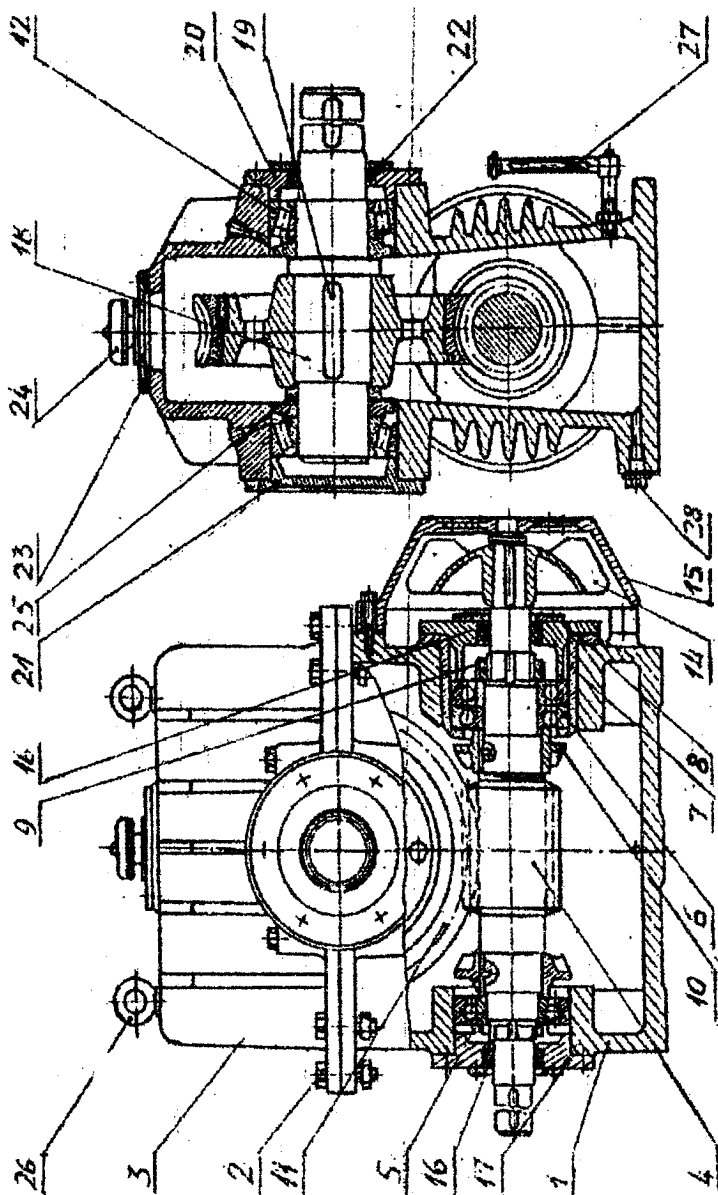


Рисунок 3.1 – Конструкція червячного редуктора з нижнім розташуванням черв'яка

гідродинамічні втрати на перемішування валом-черв'яком мастила.

Для збільшення тепловіддачі корпусу 1 на його поверхні утворені ребра, а на допоміжному вихідному кінці вала-черв'яка 4 установлений вентилятор 14, закритий захисним кожухом 15.

Ущільнення вала-черв'яка 4 виконується манжетами 16, розміщеними в розточках кришок 8 та 17.

Черв'ячне колесо II розміщується в спільній порожнині корпусу 1 та кришки 3 і з'єднується з вихідним валом 18 за допомогою шпонки 19. Вал 18 установлюється на конічних роликотітцаннях 12, розташованих за схемою "в розпір" в сумісних розточках кришки 3 та корпусу 1. Осьові зазори в підшипниках 12 регулюються за допомогою наборів металевих прокладок, розміщених під фланцями кришок 26 та 21. Ущільнення вихідного вала 18 здійснюється манжетою 22. В кришці 3 зверху утворене оглядове вікно, яке закривається кришкою 23, в яку вмонтована віддушину 24. Через оглядове вікно контролюють розмір плями контакту між зубцями колеса та витками черв'яка при регулюванні передачі, а віддушину служить для вирівнювання тиску повітря у середині редуктора по відношенню до зовнішнього середовища.

Черв'ячне зачеплення регулюють за допомогою точно підбраного лінійного розміру втулки 25 при складанні редуктора.

Для піднімання редуктора на кришці 3 установлені рим-болти 26. Рівень мастила контролюється за маслопоказником 27.

Основні параметри черв'ячних передач - міжосьова відстань a_w , осьовий модуль m та коефіцієнт діаметра черв'яка q , значення яких регламентується стандартами.

В редукторах загальномашинобудівного призначення типів РЧУ, та інш., стандартами регламентується міжосьова відстань a_w , передаточне число U , ККД η , допустимий обертаючий момент T_2 на тихохідному валу /прикладається до середини вихідного

кінця тихохідного вала [4]/.

4 ПОРЯДОК ВИКОНАННЯ РОБОТИ

4.1 Вивчити за описанням будову редуктора та конструкцію його вузлів і деталей. Ознайомитись з змістом звіту з лабораторної роботи.

4.2 Визначити габаритні та приєднувальні розміри редуктора. Результати записати в таблицю 5.1.

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

4.4 Виміряти, по можливості як найточніше, міжосьову відстань a_w , основні розміри черв'яка та черв'ячного колеса. Результати записати в таблицю 5.2.

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

4.6 За залежностями, приведеними в таблиці 5.3, розрахувати параметри черв'ячного зацеплення та порівняти їх з результатами вимірів.

4.7 Скласти редуктор.

4.8 Підготувати звіт з лабораторної роботи.

5 ЗВІТ З ЛАБОРАТОРНОЇ РОБОТИ

5.1 Звіт з лабораторної роботи оформляється згідно вимог до текстової конструкторської документації /ГОСТ 2.105-95/.

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

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

5.4 Результати вимірювань габаритних та приєднувальних розмірів записати в таблицю 5.1.

Таблиця 5.1

Параметри	Значення, мм
1	2
Габаритні розміри:	
1. Довжина, ширина, висота / $l \times B \times H$ /	
Приєднувальні розміри:	
1. Діаметр швидкохідного вала, $d_{ш}$	
2. Довжина виступаючого кінця швидко-хідного вала, $l_{ш}$	
3. Розміри шпонки на виступаючому кінці швидкохідного вала, $b \times h \times l$	
4. Діаметр тихохідного вала, d_t	
5. Довжина виступаючого кінця тихохідного вала, l_t	
6. Розміри шпонки на виступаючому кінці тихохідного вала, $b \times h \times l$	
7. Висота осі обертання: швидкохідного вала тихохідного вала	
8. Діаметр отворів в опорному фланці редуктора під фундаментні болти, d_{ϕ}	
9. Відстань між осями отворів під фундаментні болти	
10. Розміри основи корпусу редуктора	

5.5 Результати вимірювання параметрів черв'ячної передачі записати в таблицю 5.2.

Таблиця 5.2

Параметри	Значення, мм
1	2
1. Міжосьова відстань, a_w	
2. Число заходів черв'яка, z_1	
3. Осьовий крок, P_1	
4. Діаметр вершини черв'яка, d_{a1}	
5. Довжина нарізаної частини черв'яка, b_1	
6. Число зубців колеса, z_2	
7. Діаметр вершин зубців колеса, d_{a2}	
8. Найбільший діаметр колеса, d_{am2}	
9. Ширина колеса, b_2	

5.6 Результати розрахунків параметрів черв'ячного зачеплення записати в таблицю 5.3.

Таблиця 5.3

Параметри	Формули та результати розрахунків
1	2
1. Загальні параметри: модуль, мм ¹ передаточне число коефіцієнт зміщення ²	$m = P_1 / \pi =$ $U = Z_2 / Z_1 =$ $x = a_w / m - 0.5(Z_2 + q) =$
2. Параметри черв'яка: ділительний діаметр, мм коефіцієнт діаметра черв'яка початковий діаметр, мм кут підйому лінії витка на початковому циліндрі ³ діаметр впадин, мм	$d_1 = d_{a1} - 2m =$ $q = d_1 / m =$ $d_{\omega 1} = d_1 + 2mx =$ $\gamma_{\omega} = \arctg[Z_1 / (q + 2x)] =$ $d_{f1} = d_1 - 2.4m =$
3. Параметри черв'ячного колеса: ділительний діаметр, мм діаметр вершин, мм діаметр впадин, мм найбільший діаметр, мм	$d_2 = mZ_2 =$ $d_{a2} = d_2 + 2m(1+x) =$ $d_{f2} = d_2 - 2m(1.2-x) =$ $d_{3m2} \leq d_{a2} + 6m / (Z_1 + 2) =$

1./ Після розрахунку округлити до найближчого стандартного значення

2./ $-1 \leq X \leq 1$;

3./ При $X = 0$; $\gamma_{\omega} = \gamma$ - кут підйому лінії витка черв'яка на ділільному діаметрі.

5.7 Привести коротке описання конструкції корпусу та процесу складання редуктора.

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

5.9 Привести опис способу змащення підшипників та зубчастих передач.

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

5.11 Дати короткий опис способу охолодження передачі.

5.12 Описати будову віддушину та її призначення.

6 КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ ДЛЯ САМОПЕРЕВІРКИ

6.1 В яких випадках застосовують черв'ячні редуктори?

6.2 Які передаточні числа реалізуються за допомогою черв'ячних редукторів?

6.3 Які основні схеми черв'ячних редукторів Ви знаєте?

6.4 Які основні переваги та вади черв'ячних редукторів з верхнім та нижнім розташуванням черв'яка?

6.5 Чому вінці черв'ячних коліс виготовляють з кольорових антифрикційних матеріалів?

6.6 Які типи підшипників застосовуються в черв'ячних редукторах.

6.7 За якими схемами установлюються підшипники черв'яка

та черв'ячного колеса?

6.8 Для чого необхідно охолоджувати черв'ячні передачі?

6.9 Які Ви знаєте способи з'єднання зубчастого вінця колеса з центром?

6.10 Які Ви знаєте способи регулювання осевого зазору в підшипниках черв'ячних редукторів?

6.11 Для якої мети служить віддушину?

6.12 ККД якої черв'ячної передачі вище, з числом заходів черв'яка $Z_1 = 1$, чи $Z_1 = 4$ та чому?

ЛІТЕРАТУРА

1. Решетов Д.Н. Детали машин: Учебник для студентов машиностроительных и механических специальностей вузов. - 4-е изд., перераб. и доп. - М.: Машиностроение; 1989. - 496 с.
2. Иосилевич Г. Б. Детали машин: Учебник для студентов машиностроительных спец. вузов. - М.: Машиностроение, 1988. - 368 с.
3. Иванов М.Н. Детали машин. Учеб. для студентов высш. техн. учеб. заведений. - 5-е изд., перераб. - М.: Высш. шк., 1991. — 383 с.
4. Анурьев В.И. Справочник конструктора машиностроителя: В 3-х т. Т.3. - 5-е изд., перераб. и доп. - М.: Машиностроение, 1978. - 557с.

Лабораторна робота № 4
ВИВЧЕННЯ КОНСТРУКЦІЙ ТА ВИЗНАЧЕННЯ
НЕСУЧОЇ ЗДАТНОСТІ ВАЛІВ ПЕРЕДАЧ ПРИ ЗАДАНИХ
КОЕФІЦІЕНТАХ ЗАПАСУ МІЦНОСТІ

Мета роботи: 1. Ознайомлення із конструкціями валів зубчастих та черв'ячних передач;
2. Вивчення методик перевірного розрахунку валів на міцність та жорсткість.

1 Теоретичні відомості

1.1 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 із 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 веде до виходу з ладу всієї передачі. З цієї причини до валів ставляться високі вимоги з точності виготовлення, міцності, жорсткості, стійкості та коливань.

Класифікують вали [1,2] за наступними ознаками:

1) за призначенням вали ділять: на вали передач, які несуть на собі зубчасті колеса, фрикційні катки, зірочки, шківни, муфти, корінні вали машин, які окрім деталей передач передають рух робочих ланок машин /двигуни внутрішнього згорання/ або

знарядь, наприклад, коліс гурбін, кривошипів, інструментів, затискних патронів тощо та спеціальні вали - розподільні і керуючі;

2) за видом сил, що навантажують вали, розрізняють прості, трансмісійні і торсіонні вали та вісі. Прості вали /рисунок 1.1, а, б, в, г/ передають обертальний момент та сприймають осьові і радіальні /поперечні/ сили, які визивають згин валу/. 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. Вісі тільки підтримують деталі і обертальний момент не передають;

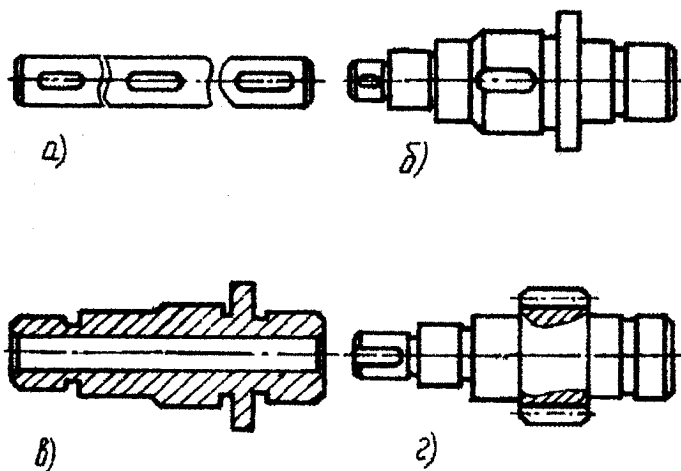


Рисунок 1.1-Прямі вали.

3/ за формою геометричної осі вали поділяють на прямі /див. рисунок 1.1/, із "ламанною" віссю - колінчасті вали /рисунок 1.2/ та криволінійною віссю - гнучкі вали /рисунок 1.3/. В поперечному перерізі форма вала може бути круглою, шліцевою або профільною.

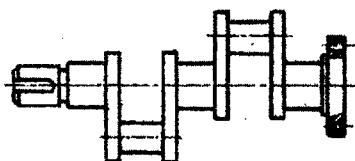


Рисунок 1.2-Колінчастий вал.



Рисунок 1.3-Гнучкий вал.

4/ за розташуванням та швидкохідністю вали поділяють на вхідні, проміжні і вихідні, швидко- та тихохідні. Швидкохідні вали часто виготовляють за одне ціле з ведучою ланкою передачі - вали-шестерні /див. рисунок 1.1, г/ та вали-черв'яки. Посадочні поверхні валів називають цапфами, які ділять на шийки, коли вони розташовані у внутрішніх зонах вала, та щупи при розміщенні їх на кінцях вала.

Цапфи валів, опорами яких є підшипники ковзання, виконують циліндричними, конічними та сферичними /рисунок 1.4, а, б, в/.

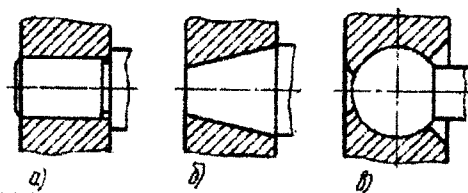


Рисунок 1.4—Основні типи цапф під підшипники ковзання.

Посадочні поверхні шийки під магочини деталей, що насаджуються на вали, виконують циліндричними та конічними. 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. Шийки валів, на яких розташовують підшипники, разом із упорними буртиками /див. рисунок 1.1, б, г/ є основними конструктивними базами вала, які визначають його розташування в механізмі. До цих поверхонь пред'являють найбільш жорсткі вимоги по точності та шорсткості /6...8 квалітет точності та шорсткість $R_a=0,4...0,8$ мкм/.

Для виготовлення валів в основному використовують конструкційні вуглецеві та леговані сталі марок 20, 30, 40, 45, 40X, 40XН, 18X2H4A, 40X2HMA, 30XГГ, 30XГСА та інші [1]. Вали із 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

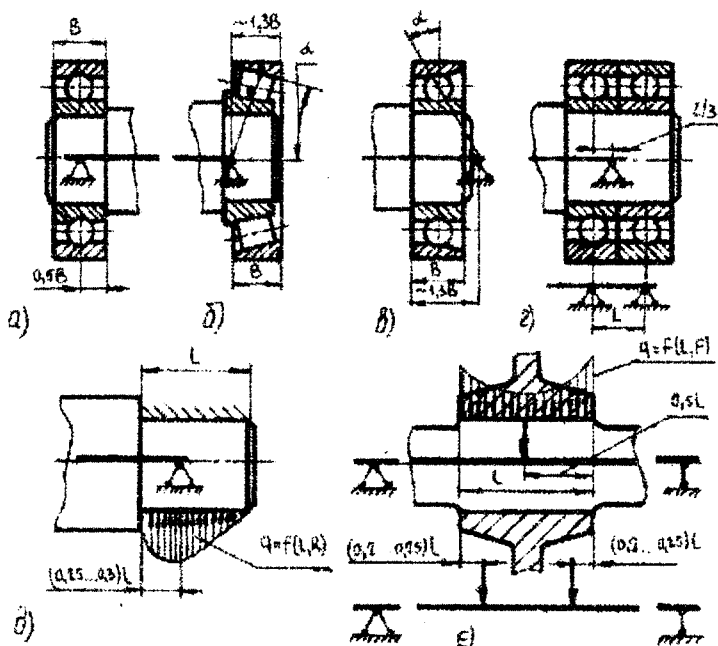
виговляють із цементованих сталей 20Х, 12ХНЗА, 12Х2Н4А, 18ХГГ або азотованих сталей типу 38Х2МЮА та інші. [1,2].

Вали передач, до яких поставлені жорсткі вимоги по масі /літальні апарати/ виговляють із титанових сплавів марок ВТЗ-І, ВТ6, ВТ9 або інших міцних кольорових сплавів [2].

1.2 Основи розрахунку валів на міцність та жорсткість

1.2.1. Розрахунок валів на міцність.

При відомих зовнішніх навантаженнях вали розглядають як балки, шарнірно закріплені на двох жорстких опорах. Точки прикладення реакцій опор визначають типом підшипників в яких установлюється вал /рисуюнок 1.5, а, б, в, г, д, е/ [1,2].



Рисуюнок 1.5. Розрахункові схеми валів.

Сили на вали передаються через поверхні контакту насаджених /зубчасті колеса, шківів, зірочки, муфти тощо/ на вали деталей /див. рисунок 1.5, е/. З метою спрощення розрахунків приймають ці сили /моменти/ зосередженими і прикладеними посередині маточини або на відстані $(0,2...0,25) l$ від її країв, де l - довжина маточини. Якщо вал установлений в підшипниках ковзання, що не можуть самоустановлюватись, то тиск по довжині підшипника внаслідок деформації валу розподіляється не симетрично і умовна опора розташовується на відстані $(0,25...0,3) l$ від торця підшипника, але не більше половини діаметра вала від кромки підшипника з боку навантаженого прольоту.

Вали розраховують на статичну та втомну міцність, жорсткість і вібронестійкість. Розрахунки на міцність є основними для валів приводів з механічними передачами. Ці розрахунки виконують в три етапи. На першому етапі при відсутності даних про згинаючі моменти виконують попередній розрахунок вала при відомому обергальному моментові T за заниженими значення допустимої напруги при крученні /такі напруги, як правило, виникають в поперечних перерізах вихідних кінців валів/ [1,2]:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 10^3 T}{\pi \cdot [\tau_k]}} \approx 17,2 \sqrt[3]{\frac{T}{[\tau_k]}} \quad /1.1/$$

де d - діаметр вала, мм;

T - обергальний момент, Нм,

$[\tau_k] = 12...30$ МПа - занижене значення допустимої напруги при крученні для всіх марок сталей [1,2].

Часто діаметр хвостовика швидкохідного вала передачі при безпосередньому з'єднанні його з приводним двигуном приймають конструктивно рівним $/ 0,8...1,0/d_{дв} /$ тут $d_{дв}$ - діаметр вала

двигуна/. Діаметри валів також можуть визначатись за емпіричними залежностями, отриманими на основі узагальнення проєктного та експлуатаційного досвіду [1,3].

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

На третьому етапі виконують перевіірочні розрахунки вала на статичну та втомну міцність, жорсткість, стійкість та вібростійкість.

На статичну міцність вали розраховують за найбільшим можливим короткочасним навантаженням /з урахуванням динамічних та ударних навантажень / при умові, що повторюваність цього навантаження мала і не може визвати втомного руйнування /наприклад, за навантаженням в момент пуску машини /. Вали в основному працюють в умовах згину та кручення, а напруги від осьових сил малі і їх впливом можна знехтувати. Оскільки вали, як правило, виготовляють із пластичних матеріалів, то еквівалентну напругу в небезпечному перерізі визначають за енергетичною гіпотезою міцності за формулою [1,2]:

$$\sigma_{\text{ма}} = \sqrt{\sigma_{\text{зг}}^2 + \left(\frac{\sigma_{\text{к}}}{\tau_{\text{к}}}\right)^2} \tau_{\text{к}} \leq \frac{\sigma_{\text{т}}}{[n]}, \quad /1.2/$$

де $\sigma_{\text{зг}}$ та $\tau_{\text{к}}$ - відповідно, напруги згину та кручення;

$\sigma_{\text{т}}$ та $\tau_{\text{к}}$ - межі текучості при розтягу та крученні;

$[n]$ - допустимий запас міцності. За звичай приймають $[n] = 1,2 \dots 1,8$ [2]. Виражаючи напруги через моменти - $\sigma_{\text{зг}} = M_{\text{зг}}/W_{\text{зг}}$, $\sigma_{\text{к}} = T/W_{\text{к}} = T/2W_{\text{к}}$, та прийнявши $(\sigma_{\text{к}}/\tau_{\text{к}})^2 = 3 \dots 4$ [1], отримаємо:

$$\sigma_{\text{ма}} = \frac{1}{W_{\text{к}}} \sqrt{M_{\text{зг}}^2 + (1 \dots 0,75)T^2} \leq [\sigma_{\text{т}}], \quad /1.3/$$

де $W_{\text{зг}} = \pi d^3/32$ - осьовий момент опору перерізу вала при згині;

$W_{\text{к}}$ - полярний момент опору перерізу вала при крученні;

$[\sigma_{\text{кр}}] = \frac{\sigma_{\text{к}}}{[n]}$ - допустима напруга на згин, величина якої залежить

від марки матеріалу, геометричних розмірів та умов роботи вала.

При виконанні проектного розрахунку вала на статичну міцність приймають $\sigma_{\text{кр}} = [\sigma_{\text{зг}}]$ і після нескладних перетворень залежності /1.3/ визначають діаметр вала в небезпечному перерізі:

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 10}{\pi \cdot [\sigma_{\text{зг}}]} \cdot \sqrt{M_{\text{зг}}^2 + (1 \dots 0,75) T^2}} \approx 22 \sqrt[3]{[\sigma_{\text{зг}}]^{-1} M_{\text{зг}}} \quad , \quad /1.4/$$

де d - в мм; $[\sigma_{\text{зг}}]$ - в МПа; $M_{\text{зг}} = \sqrt{M_{\text{згк}}^2 + (1 \dots 0,75) T^2}$ - зведений момент,

Нм. Якщо форма поперечного перерізу вала відрізняється від круглої, то в розрахункові формули для $W_{\text{зг}}$ необхідно внести відповідні корективи [2]. Формула (1,4) може бути використана для перевірного розрахунку при виконанні умови $d \leq d_{\text{к}}$, де $d_{\text{к}}$ - діаметр вала в небезпечному перерізі, отриманий при розробці конструкції вала на другому етапі розрахунку.

Небезпечні перерізи вала визначають при побудові епюр згинаючих, 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 при роботі валів з великими перевантаженнями може проявлятися малоциклова втомленість [1].

При розрахунку на втомну міцність визначають, як правило, коефіцієнт запасу міцності за залежністю [1]

$$n = \frac{n_{\sigma} \cdot n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}} \geq [n_{\text{в}}] \quad , \quad /1,5/$$

де $n_{\sigma} = \sigma_{-1} / (k_{\sigma} \sigma_a + \psi_{\sigma} \sigma_m)$ - коефіцієнт запасу за нормальними

напругами (відсутність кручення); $n_t = \tau_{-1} / (K_{\tau} \tau_a + \psi_{\tau} \tau_m)$ - коефіцієнт запасу за дотичними напругами (відсутність згину); $[n_s] = 1,5 \dots 2$ [2] - допустимий запас втомної міцності; σ_{-1} , τ_{-1} - відповідно межі витривалості матеріалу вала при згині та крученні із симетричним знакозмінним циклом; $K_{\sigma} = (K_{\sigma} / \varepsilon + K_R - 1) / K_V$, $K_{\tau} = (K_{\tau} / \varepsilon + K_R - 1) / K_V$ - відповідно, сумарні коефіцієнти, які враховують вплив всіх факторів на опір втомі при згині і крученні; σ_a , τ_a , σ_m , τ_m - відповідно амплітудні (змінні) та середні (постійні) складові згинальних та крутних напруг; ψ_{σ} , ψ_{τ} - коефіцієнти, які враховують чутливість матеріалу вала до асиметрії цикла напруг, відповідно нормальних та дотичних; K_{σ} , K_{τ} - ефективні коефіцієнти концентрації напруг при згині та крученні; ε - коефіцієнт впливу абсолютних розмірів поперечного перерізу вала; K_R - впливу шорсткості поверхні вала; K_V - коефіцієнт впливу зміцнюючої обробки /вводиться для валів із поверхневим зміцненням.

Збільшення втомної міцності та зменшення концентрації напруг на перехідних ділянках валів виконується різними конструктивними та технологічними методами [1, 2, 4].

1.2.2 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 напруг та зношування, знижує опір втомленості деталей та з'єднань і точність механізмів. Крутильна та згинальна жорсткість валів має важливе значення з метою запобігання резонансних явищ в передачах. Прогини валів по різ-

ному впливають на роботу, наприклад, пасових, ланцюгових та зубчастих передач. Вали пасових та ланцюгових передач за звичай на жорсткість не розраховують, оскільки пружні переміщення валів цих передач на їх роботі практично не позначаються.

Пружні переміщення валів зубчастих та черв'ячних передач **викликають** взаємний перекіс коліс та 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 зацеплення.

Повороти перерізів валів в опорах призводять до нерівномірного розподілу тиску по довжині тіл кочення в роликотідшипниках та можуть **викликати** зацементування шариків в шарикотідшипниках.

Основна мета розрахунків валів на жорсткість - прогини, повороти та закручування перерізів валів в місцях установки коліс, підшипників і 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 приведені в таблиці 1.1 [2].

Сумарні кути повороту та прогини валів в характерних перерізах валів визначають за правилом геометричного сумування. Наприклад, для схем навантаження валів, приведених в точці А та прогин в точці В осі вала можна розрахувати за залежностями [2], відповідно:

$$\theta_{\text{дл}} = \sqrt{\theta_A^2(F_i) + [|\theta_A(F_r)| + |\theta_A(F_a)|]^2} \leq [\theta]; \quad /1,6/$$

$$\delta_{\text{пр}} = \sqrt{\delta_B^2(F_i) + [|\delta_B(F_r)| + |\delta_B(F_a)|]^2} \leq [\delta]; \quad /1,7/$$

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

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 [2]. Менші значення приймають для підшипників ковзання, а більші - для сферичних шарикопідшипників. З метою зниження концентрації навантаження на зубці. Максимальний прогин валів, які несуть зубчасті колеса, не повинен перевищувати $/0,0002...0,0003/l$ [2], де l - відстань між точками прикладання реакцій опор. Допустимі прогини валів під колесами назначають [2]: $0,01m_n$ - для циліндричних зубчастих передач; $/0,005...0,008/m$ - для конічних, гіпоідних, глобоідних та черв'ячних передач (тут m_n, m - стандартні модулі передач).

Для валів багатьох механізмів крутильна жорсткість не має такого значення як згинальна і перевірка валів цих механізмів на крутильну жорсткість не виконується, але якщо привід машини здійснюється від поршневих двигунів внутрішнього згорання, то крутильна жорсткість вала з точки зору запобігання резонансним явищам та збільшення стійкості зубчастих передач /зменшення концентрації навантаження по довжині контактних ліній/ дуже

важлива.

Кут φ /рад./ закручування циліндричної ділянки вала довжиною l /мм/ під дією тругного моменту T /Нм/ можна визначити за формулою [1]:

$$\varphi = 10^3 \cdot T \cdot l / (G \cdot I_0 \cdot k) \leq [\varphi], \quad /1,8/$$

де G - модуль зсуву, МПа; I_0 - полярний момент інерції перерізу вала, мм⁴; k - коефіцієнт зниження жорсткості, який враховує ослаблення вала шпонковими канавками [1]; $[\varphi]$ - допустимий кут закручування, що визначається вимогами до роботи та умов експлуатації конструкції машини.

При спрощених розрахунках жорсткість реального ступінчастого вала оцінюють за еквівалентною моделлю вала постійного перерізу [2]:

$$d_{екв} = \left[\sum_{i=1}^n (l_i \cdot l^{-1} \cdot d_i^{-4}) \right]^{0,25}, \quad /1,9/$$

де l - сумарна довжина вала; i - номер ділянки вала довжиною l_i та діаметром d_i .

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

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

2.2 Штангенциркуль та металева лінійка.

2.3 Плакати: "вали та осі"; "конструкції підшипникових вузлів та механізмів.

3 Порядок виконання роботи

3.1 Уважно ознайомитись з першим та іншими розділами методичних вказівок.

3.2 Після співбесіди із викладачем по суті лабораторної роботи, отримати у нього зразок вала та дані про його матеріал, навантаження та допустимі значення коефіцієнтів запасу міцності /таблиця 3.1/.

3.3 Виміряти всі діаметральні та лінійні розміри вала і накреслити ескіз вала із дотриманням вимог стандартів та визначити його основні і допоміжні конструкторські бази.

3.4 Попередньо, орієнтуючись за заданим навантаженням та конструктивною формою вала, визначити можливі небезпечні перерізи вала,

За заданим значенням коефіцієнта запасу статичної міцності $[n]$ та вимірним діаметром вала в передбачуваному небезпечному перерізі, розрахувати зведений момент за формулою (отримана із залежності (1.4))

$$M_{\text{зв}} = 9,4 \cdot 10^{-5} d^3 \sigma_{\tau} / [n], \text{ Нм}, \quad /3.1/$$

де d - діаметр вала, мм; σ_{τ} - межа текучості матеріала вала при розтягу, МПа.

3.6 Розрахувати, користуючись заданим навантаженням (P - потужність на валу, кВт, або колова сила F_t , Н), розмірами вала або частотою n_0 його обертання, обертальний момент T на валу за залежностями:

$$T = 9550 \frac{P}{n_0}, \text{ Нм} \quad /3.2/$$

або

$$T = F_t \cdot d_d / 2, \text{ Нм} \quad /3.3/$$

де n_0 - в хв^{-1} ; d_d - дільний діаметр шестерні або черв'яка, м (див. п. 3.8).

3.7 Визначити сумарний згинальний момент в небезпечному

перерізі вала за формулою:

$$M_{sz} = \sqrt{M_{sa}^2 - T^2} \quad /3.4/$$

3.8 Користуючись заданим або розрахованим значенням колової сили F_t , побудувати епюру згинаючих моментів від цієї сили і розрахувати складові реакції опор від дії сили F_t . У випадку заданих валів-шестерен або валів-черв'яків колову силу можна визначити за залежністю:

$$F_t = 2T/d_a \quad , \quad /3.5/$$

де $d_a \approx d_a Z / \{\cos \beta (Z / \cos \beta + 2)\}$ дільний діаметр для коліс циліндричних зубчастих передач;

$d_a \approx d_{a1} Z_1 / \{\text{tg} \gamma (Z_1 / \text{tg} \gamma + 2)\}$ - дільний діаметр черв'яка для черв'ячних передач; d_a , d_{a1} - відповідно, діаметр вершин зубців шестерні та витків черв'яка; 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.

3.9. Для валів-шестерен та валів-черв'яків визначити радіальні та осьові сили за залежностями :

$$1. \text{ для циліндричних передач } - \quad F_r = F_t \cdot \text{tg} \alpha; \quad /3.6/$$

$$F_a = F_t \cdot \text{tg} \beta; \quad /3.7/$$

$$2. \text{ для черв'ячних передач } - \quad F_r = F_t \cdot \text{tg} \alpha / \sin \gamma; \quad /3.8/$$

$$F_a = F_t / \text{tg} \gamma; \quad /3.9/$$

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

3.10 Вважаючи вал статично визначеною балкою, розрахувати реакції опор та побудувати епюри згинаючих, крутного та зведеного моментів і уточнити розташування небезпечних

перерізів. Для валів шестерні та валів-черв'яків визначити моменти і побудувати епюри згинаючих моментів від дії сил F_1 , F_2 та F_3 . У випадку ступінчастого валу, якщо відсутні спеціальні вказівки викладача, вважати, що вал в небезпечному перерізі навантажено однією зосередженою силою, яка визиває його згин. Розрахувати цю силу можна на основі рівнянь рівноваги валу, епюри згинальних моментів та відомих реакцій опор.

3.11 Орієнтуючись на таблицю 1.1, розрахувати прогин осі та поворот перерізу вала в точці, указаній викладачем, і порівняти їх з допустимими значеннями.

3.12 Розрахувати заданий вал на втомну міцність та підготувати звіт з лабораторної роботи. Довідкові дані, необхідні для розрахунку на втомну міцність визначити за довідником [1,2].

4 Звіт з лабораторної роботи

4.1. Звіт з лабораторної роботи оформляється відповідно до вимог ГОСТ 2.105-95.

4.2. Звіт повинен містити наступні розділи:

- 1/ мету лабораторної роботи;
- 2/ основні теоретичні відомості в конспективному викладенні;
- 3/ ескіз заданого вала;
- 4/ основні результати розрахунків - рекомендується оформлювати у вигляді таблиць;
- 5/ епюри згинаючих, крутного та зведеного моментів;
- 6/ висновки з лабораторної роботи в яких слід привести оцінку навантажувальної здатності заданого вала відповідно до розрахованих коефіцієнтів запасу міцності та жорсткості.

Таблиця 1.1 Типові схеми навантаження та формули для визначення прогинів осей і кутів повороту характерних перерізів вала

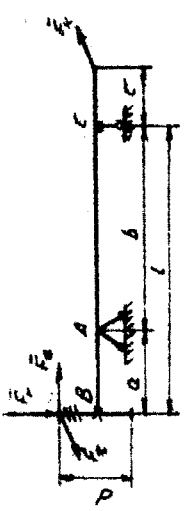
Величина		Діюча сила		Величина		Діюча сила	
θ_A	$-\frac{F_x a b}{6EJ} (l+b)$	F_x	F_x	θ_A	θ_A	F_L	F_x
θ_B	$-\frac{F_x a b}{3EJ} (b-a)$	$-\frac{F_x d}{12EJ} (2l^2 - 6al + 3d^2)$	$-\frac{F_x c}{6EJ} (3d^2 - l^2)$	θ_B	θ_B	$\frac{F_x \cdot L \cdot a}{3EJ}$	$\frac{F_x \cdot L \cdot c}{6EJ}$
θ_C	$\frac{F_x a b}{6EJ} (l+a)$	$-\frac{F_x d}{12EJ} (l^2 - 3a^2)$	$\frac{F_x \cdot L \cdot c}{3EJ}$	θ_C	θ_C	$-\frac{F_x \cdot d \cdot L}{6EJ}$	$\frac{F_x \cdot L \cdot c}{3EJ}$
δ_B	$-\frac{F_x a^2 b^2}{3EJ}$	$\frac{F_x d a}{12EJ} (2l^2 - 6al + 3d^2)$	$\frac{F_x a c}{6EJ} (a^2 - l^2)$	δ_B	δ_B	$-\frac{F_x \cdot a^2}{3EJ} (a+l)$	$\frac{F_x \cdot a \cdot L \cdot c}{6EJ}$

E - модуль пружності матеріалу вала; J - момент інерції характерного перерізу вала;

θ_i - кут повороту перерізу;

i = A, B, C;

δ_i - прогини осі вала; $\delta_i(F_x) = -\theta_i(F_x)$; $\delta_B(F_x) = -\delta_C(F_x)$.



Таблиця 3.1 Матеріал, навантаження, частота обертання та допустимі коефіцієнти запасу статичної та втомної міцності зразків валів

Прямий ступінчастий вал				Вал-шестерня				Вал-черв'як																		
Матеріал вала та його механічні характеристики		Матеріал вала та його механічні характеристики		Матеріал вала та його механічні характеристики		Матеріал вала та його механічні характеристики		Матеріал вала та його механічні характеристики		Матеріал вала та його механічні характеристики		Матеріал вала та його механічні характеристики														
Сталь	Р, % кВт/лн	Р, % кВт/лн	Р, % кВт/лн	Сталь	МПа	Сталь	МПа	Сталь	МПа	Сталь	МПа	Р, % кВт/лн	Р, % кВт/лн													
45	300	550	360	210	50	330	1,8	2,0	45	900	650	380	230	2,0	1,800	1,7	2,0	40X	900	750	410	240	0,9	1,450	1,5	1,8
40X	800	650	360	210	4,5	280	1,6	1,8	40X	900	850	410	240	2,5	1,765	1,6	1,8	40X	1000	800	420	240	0,8	1,480	1,4	1,7
20X	650	400	300	60	3,5	420	1,7	1,8	12X18A	1100	850	500	250	3,0	640	1,4	1,7	20X	650	400	300	60	2,0	0,880	1,8	2,0
20X	650	400	420	210	7,5	180	1,5	1,6	12X18A	950	700	420	210	2,6	830	1,3	1,6	18X17	150	950	520	280	1,0	1,420	1,3	1,5
18X17	150	950	520	280	10,0	165	1,2	1,5	18X17	1150	950	520	280	3,5	550	1,2	1,5	12X18A	900	700	420	210	3,0	0,650	1,4	1,6

5 Контрольні запитання для самоперевірки

- 5.1 Яке функціональне призначення валів?
- 5.2 За якими основними ознаками класифікують вали?
- 5.3 Які поверхні валів називають шийками і шипами?
- 5.4 Які матеріали використовують для виготовлення валів?
- 5.5 Як передаються на вали зусилля від установлених на них деталей?
- 5.6 На які види міцності виконують розрахунки валів?
- 5.7 Чому вали необхідно розраховувати на жорсткість?
- 5.8 Які вали необхідно і чому розраховувати на вібростійкість?
- 5.9 За яким навантаженням розраховують вали на статичну міцність?
- 5.10 З яких етапів складається розрахунок вала?
- 5.11 З якою метою будують епюри згинаючих, крутних та зведених моментів, що діють в поперечних перерізах валів?
- 5.12 Чому при розрахунку валів на міцність можна знехтувати впливом осьових сил?
- 5.13 Що враховують при розрахунку валів на втомну міцність коефіцієнти ψ_σ , ψ_τ , K_σ , K_τ , K_R , K_V та ϵ ?
- 5.14 Як впливають повороти перерізів вала на роботу зв'язаних з ним деталей?
- 5.15 Вали яких механізмів та машин слід обов'язково розраховувати на крутильну жорсткість?

ЛІТЕРАТУРА

1. Решетов Д. Н. Детали машин: Учеб. для студентов машиностроит. и механических спец. вузов. - 4-е изд., перераб. и дол. - М.: Машиностроение, 1989. - 496 с.
2. Йосипович Г. Б. Детали машин: Учеб. для студентов машиностроит. спец. вузов. - М.: Машиностроение, 1988. - 368 с.
3. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин: Учеб. пособие для машиностроит. спец. вузов. - 4-е изд., перераб. и дол. - М.: Высш. шк., 1985. - 416 с.
4. Иванов М. Н. Детали машин: Учеб. для студентов высш. техн. учеб. заведений, -5-е изд., перераб. - М.: Высш. шк., 1991. - 383 с.

Лабораторна робота № 5
ВИВЧЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ ТА ХАРАКТЕРИСТИК
ПІДШИПНИКІВ КОЧЕННЯ

1 Мета роботи

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

2 Класифікація підшипників кочення

Підшипники кочення класифікуються за такими ознаками:

- за направленням сприймаемого навантаження - радіальні, радіально-упорні, упорні та упорно-радіальні;

- за формою тіл кочення - шарикові та роликові /з короткими циліндричними роликами, довгими циліндричними роликами - голчастими; конічними, бочкоподібними, сферичними, витими роликами тощо/;

- за числом рядів тіл кочення - однорядні, двохрядні та чотирирядні;

- за конструктивними особливостями - з захисними шайбами, канавкою на зовнішньому кільці, з конусним отвором внутрішнього кільця тощо.

3 Система умовних позначень підшипників

Система умовних позначень переважної більшості підшипників /крім підшипників за ГОСТ 4060 та ГОСТ 24310/ відповідає ГОСТ 3189-89.

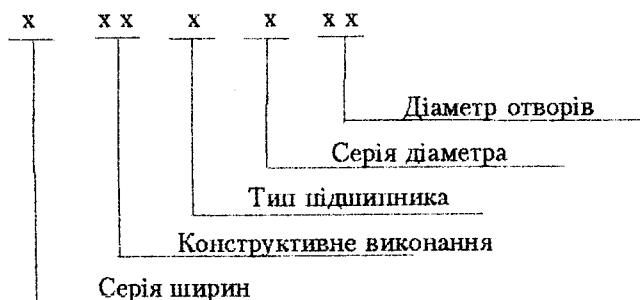
Основне умовне позначення підшипника складається з семи основних знаків, що позначають такі ознаки: серію діаметрів та

серію ширин за ГОСТ 3478; тип та конструктивне виконання за ГОСТ 3395; діаметр отвору. Основне умовне позначення підшипника характеризує основне виконання: з кільцями і тілами кочення з підшипникової сталі ШХ15; класу точності 0 за ГОСТ 520; з сепаратором, який встановлений для основного конструктивного виконання згідно галузевої документації.

Порядок розташування знаків основного умовного позначення підшипників приведений на схемі I. Додаткові знаки умовного позначення 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, приведені в додатку до ГОСТ 3189-89.

Умовне позначення підшипника, що містить основні та додаткові знаки є повним умовним позначенням. Поодиноким випадком повного умовного позначення є основне умовне позначення.

Схема 1. Підшипники з діаметром отвору 10 мм та більше, крім підшипників з діаметром отворів 22, 28, 32, 50 та більше



3 Умовне позначення діаметра отвору підшипника

Перші два знаки схеми 1 позначають діаметр отвору підшипника. Діаметри отворів, що є кратними 5, позначають часткою від ділення значення цього діаметра на 5. Позначення діаметрів отворів підшипників від 10 до 17 мм має відповідати вказаним в таблиці 1.

Таблиця 1.

Діаметр отвору підшипника	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 шарикових упорних двійних за діаметр отвору приймають номінальний діаметр отвору тугого кільця одинарного підшипника.

3 Умовне позначення розмірних серій підшипників

Розмірна серія підшипника - сполучення серій діаметрів та ширин визначає габаритні розміри підшипника. Третій знак схеми 1, позначає серію діаметрів, сумісно з сьомим знаком, що позначає серію ширин /висот/, позначають розмірну серію підшипника. Серія ширин /висот/, яка має знак 0, в умовному позначенні не

вказується.

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

3.3 Умовне позначення типів підшипників

Четвертий знак схеми 1 позначає тип підшипника. Умовне позначення типів підшипників повинно відповідати вказаним в таблиці 2.

Таблиця 2.

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

Конструкції більшості підшипників перерахованих типів приведені на рис. 4.1.

3.4 Умовне позначення конструктивного виконання

підшипників.

П'ятий та шостий знак схеми 1 позначає конструктивне виконання підшипників. Конструктивне виконання для кожного типу підшипників позначають цифрами від 00 до 99. Основні конструктивні виконання підшипників відповідають ГОСТ 3395.

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

3.5 Знаки, що позначають додаткові вимоги

Ці знаки проставляють ліворуч та праворуч від основного позначення. Ліворуч від основного позначення проставляються знаки, що визначають клас точності, радіальний зазор, момент тертя та категорію підшипників. Класи точності в порядку підвищення 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, що визначають групи зазорів. Момент тертя позначають цифрами: 0, 1, 2...9, що позначають ряди моментів тертя. Категорії підшипників позначають літерами А, В та С.

Праворуч від основного позначення проставляють знаки, що визначають матеріали деталей, конструктивні зміни, мастило.

вимоги до рівня вібрацій та спеціальні технічні вимоги. Розшифровку цих додаткових знаків приведено в ГОСТ 3189-89.

Приведемо розшифровку деяких позначень, що пишуть праворуч основного позначення. Матеріал деталей: Ю, ЮІ...- всі деталі /чи частка деталей/ підшипника з нержавіючої сталі; Х, ХІ...- кільця і тіла кочення з цементованої сталі; Р, РІ...-деталі підшипника з теплостійких /швидкоріжучих/ 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; СІ, С2...С27 - позначає вид мастила в підшипниках закритого типу; Ш, ШІ...Ш5-позначення рівня вібрації /із 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 шариковий 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: 5 - клас точності; 7 - радіальний зазор за групою 7; А - категорія підшипника. Цифри та літери праворуч основного умовного позначення: Е - сепаратор з пластичного матеріалу; Т2 - температура відпуску кілець 250°; С2 - мащення мастилом ЦІАТІМ-221.

4 Стисла характеристика найбільш поширених типів підшипників кочення

Підшипники шарикові радіальні однорядні типу 0000 /рис. 4.1, 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. Ці підшипники фіксують положення вала відносно корпусу в двох осьових напрямках. Число конструктивних різновидів цього типу підшипників значне /00000, 50000, 60000, 80000, 160000, 180000/.

Підшипники шарикові радіальні дворядні сферичні типу 1000 /рис. 4.1,б/ призначені для сприйняття радіальних навантажень, але можуть одночасно сприймати і двостороннє осьове навантаження, що складає до 20% невикористаного допустимого радіального навантаження. Внутрішня поверхня зовнішнього кільця виконана сферичною, що забезпечує нормальну роботу підшипників за перекосів осі внутрішнього кільця до 3° відносно зовнішнього. За гойдального руху сферичні підшипники працюють краще, ніж радіальні однорядні. При влаштуванні в одній опорі двох підшипників вони самовстановлюватись не можуть.

Підшипники роликові радіальні з короткими циліндричними роликами типу 2000 /рис. 4.1, в/ призначені для сприйняття значних радіальних навантажень; їх вантажопідйомність вища, ніж в однорядних шарикових підшипниках однакових розмірів в

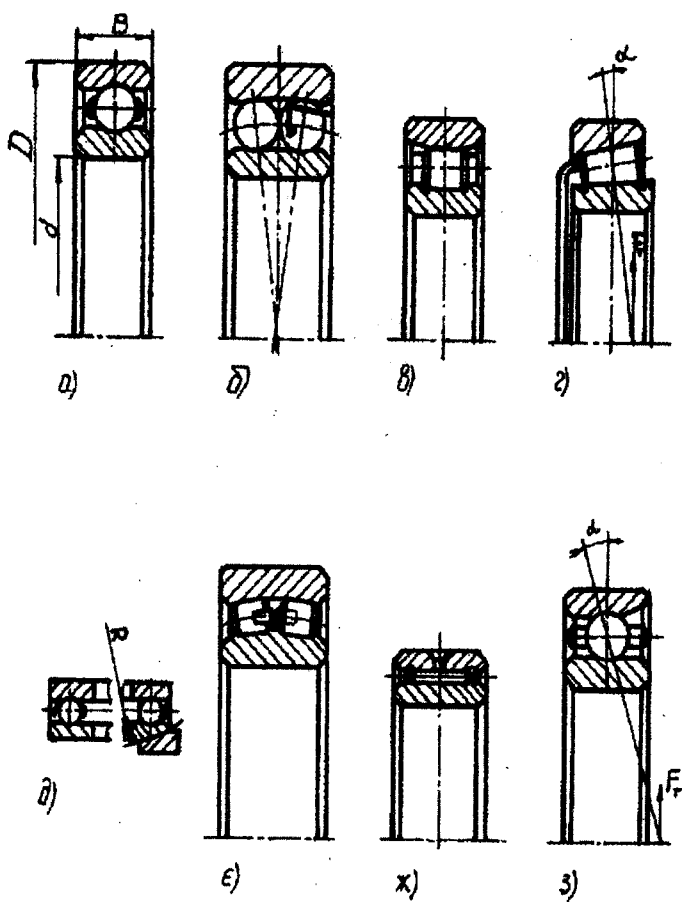


Рисунок 4.1 - Конструкції підшипників кочення

середньому на 70... 90%.

Існує вісім стандартних різновидів цих підшипників в залежності від наявності та розташування бортів на зовнішньому та внутрішньому кільцях. Переважна більшість цих підшипників роз'ємної конструкції, що зовсім не сприймають осьових навантажень.

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

Підшипники роликові радіальні сферичні двохранні /рис.4.1, е/ типу 3000 мають підвищену радіальну вантажопідйомність в порівнянні з підшипниками інших типів. Вони спроможні компенсувати значну неспіввісність та прогини вала, а також сприймати комбіноване навантаження /осьова вантажопідйомність складає 25% невикористаного допустимого радіального навантаження. Підшипники фіксують вал в осьовому напрямку в обидва боки в межах осьових зазорів в підшипниках.

Підшипники типу 3000 звичайно застосовуються на довгих валах, що мають значні прогини, або в опорах окремих корпусів.

Роликопідшипники голчасті /рис. 4.1, ж/ типу 4000 мають максимальну радіальну вантажопідйомність за мінімальних габаритів. Осьове навантаження ці підшипники сприймати не можуть. За допустимими частотами обертання голчасті підшипники поступаються звичайним роликопідшипникам, але добре працюють в умовах коливального руху одного з кілець. Ці підшипники дуже чутливі до прогинів та неспіввісності посадочних місць.

Підшипники з голчастими роликами застосовують в вузлах.

які повинні забезпечити компактність в радіальному напрямі і в вузлах з коливальним рухом.

Роликотідишипники з витими роликами типу 5000 сприймають тільки радіальні навантаження, не фіксуючи вал в осьовому напрямку. Вони можуть сприймати ударні навантаження, мало відчутні до забруднення. В порівнянні з підшипниками типу 2000 вони мають вдвоє меншу вантажопід'ємність і можуть працювати тільки при невеликих частотах обертання. Тому підшипники цього типу не перспективні, їх застосування скорочується.

Підшипники шарикові радіально-упорні типу 6000 /рис.4.1, 3/ призначені для сприйняття радіального й одностороннього осьового навантаження. Вони можуть сприймати тільки осьове навантаження. Один з бортів зовнішнього або внутрішнього кільця зрізаний майже повністю, що дозволяє закладати у підшипник на 45% більше шариків одного діаметра, ніж у звичайний радіальний. Здатність підшипника сприймати осьове навантаження визначається кутом контакту α , що дорівнює куту між лінією дії результуючої сили на тіло кочення і площиною, перпендикулярною до осі підшипника. Із збільшенням α осьова вантажопід'ємність зростає за рахунок зменшення радіальної. Промисловість виготовляє більше 20 конструктивних різновидів таких підшипників, що застосовують в шпинделях металорізальних та деревообробних верстатів, в малих електродвигунах, центрифугах, черв'ячних редукторах, приладах тощо.

Підшипники роликові, радіально-упорні, конічні типу 7000 /рис. 4.1, г/ призначені для сприйняття одночасно діючих радіальних та осьових навантажень. Швидкісні характеристики цих підшипників нижчі, ніж у підшипників типу 2000. Їх здатність до

сприйняття осевого навантаження визначається кутом конусності зовнішнього кільця. Із збільшенням кута конусності осеова вантажопід'ємність зростає за рахунок зменшення радіальної.

Поряд з основною конструкцією /тип 7000/ випускають інші різновидності: 67000 - з упорним бортом на зовнішньому кільці; 27000 - з великим кутом конуса зовнішніх кілець; 97000 - двохрядні; 77000 - чотирьохрядні. Підшипники типу 97000 та 77000 фіксують положення корпусу в осевому напрямку встановлюють парно. При монтажі та в процесі експлуатації однорядних конічних підшипників необхідне реальне регулювання осевих зазорів. При цьому необхідно уникати дуже малих чи, навпаки, дуже великих зазорів, які можуть привести до недопустимого підвищення робочої температури і навіть руйнування деталей підшипника.

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

Упорні шарикові типу 8000 /рис. 4.1, д/ можуть сприймати тільки осеві навантаження: одинарні - в одному напрямі; здвоєні - в двох напрямках. Межові частоти обертання упорних підшипників обмежені. Підшипники можуть бути виготовлені з підкладними сферичними кільцями /див. рис. 4.1, д праворуч/. 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, крюків кранів тощо.

Упорні роликопідшипники типу 9000 сприймають великі

осьові навантаження, а деякі з них і невеликі радіальні. Швидкість цих підшипників низька. Існують 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 глобоїдних черв'ячних редукторах, натискуючих пристроях прокатних станів, столах металорізальних верстатів тощо.

Порівняльні характеристики підшипників типів 0000 та 7000 з внутрішнім діаметром 80 мм приведені на рис. 4.2.

5 Зразки, вимірвальні інструменти, довідники та плакати що необхідні для виконання роботи

5.1 Стандартні підшипники різних типів, серій та конструкцій.

5.2 Штангенциркуль 0... 150 мм.

5.3 Вимірвальна лінійка сталевна 0...200 мм.

5.4 Довідники [2, 3, 4] , або один з них.

5.5 Типові плакати "Підшипники шарикові" та "Підшипники роликові".

6 Послідовність виконання роботи

6.1 Вивчити класифікацію, систему умовних позначень, характеристики основних типів підшипників.

6.2 Отримати комплект підшипників та **вимірвальний інструмент**.

6.3 Провести заміри розмірів двох, трьох різних підшипників /за вказівкою викладача/ і порівняти отримані результати з даними довідників [2, 3, 4].

6.4 Побудувати діаграми порівняльних параметрів отриманих

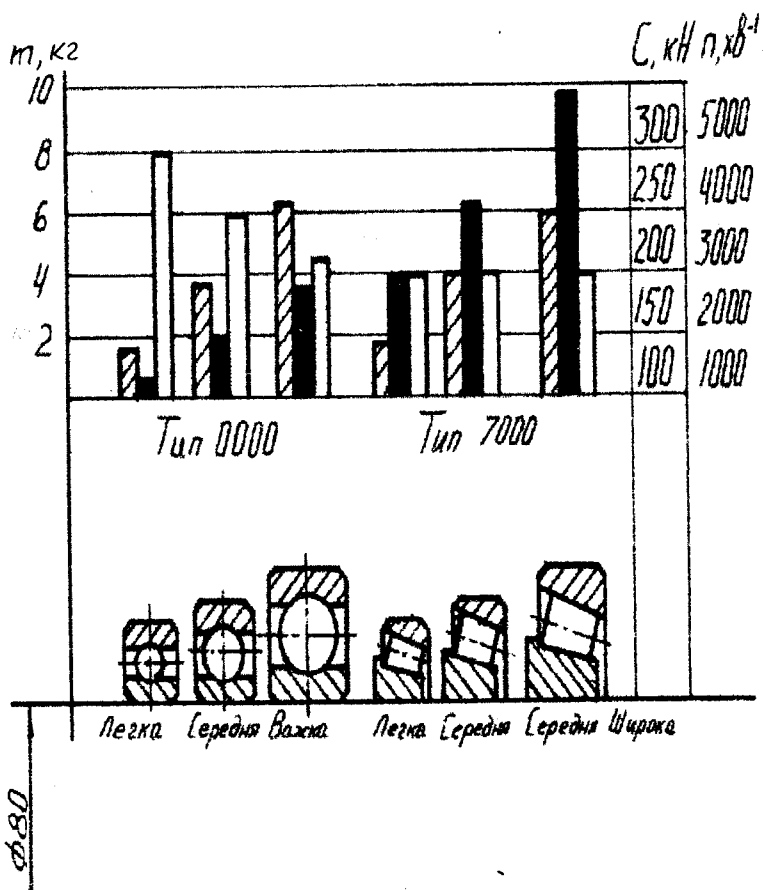


Рисунок 4.2 – Порівняльні характеристики підшипників типу 0000 та 7000

підшипників, використовуючи довідники /див. рис.4.2/.

6.5 Підготувати звіт з лабораторної роботи.

7 Зміст звіту

7.1 Ескізи підшипників /проставити основні розміри/.

7.2 Розшифровка умовних позначень підшипників /за вказівкою викладача/.

7.3 Дати характеристику, виданих викладачем, підшипників.

7.4 За допомогою довідників 2,3,4, побудувати діаграми порівняльних параметрів отриманих підшипників /див. рис.4.2/.

ЛІТЕРАТУРА

1. Павленко В.С. Выбор подшипников качения по статической и динамической грузоподъёмности: Учеб. пособие для вузов. - К. : Вища школа, 1980 - 80 с.
2. Перель Л.Я. Подшипники качения: Расчёт, проектирование и обслуживание опор: Справочник. - М.: Машиностроение, 1983.- 543 с.
3. Перель Л.Я., Филатов Л.А. Подшипники качения: Расчет, проектирование и обслуживание опор: - Справочник - 2-е изд., перераб. и доп. - М.: Машиностроение, 1992 - 608 с.
4. Подшипники качения: Справочник - каталог /под ред. В.Н.Нарижкина и Р.В. Коросташевського. - М.: Машиностроение, 1984 - 280 с.
5. ГОСТ 3189-89. Подшипники шариковые и роликовые. Система условных обозначений. - Введ. 01.01.1991.

ДОСЛІДЖЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ СТАЛЕВИХ КАНАТІВ

Мета роботи: вивчення конструкції сталевих канатів вантажо-підйомних машин, технології їх виробництва; ознайомлення з особливостями в позначенні їх параметрів; вибір канатів; стандарти на сталеві канати.

I Загальні відомості

Канати виготовляють з сталевого світлого або оцинкованого дроту марок В, І, ІІ діаметром від 0,2 мм до 3 мм. Дріт марки В використовують в особливо відштовидальних випадках, наприклад в пасажирських літаках, в інших випадках, як правило, дріт марки І. При роботі машин в приміщеннях з підвищеною вологістю використовують оцинкований дріт. Розрахункова межа міцності дроту $\sigma_b = 1600 \dots 2000$ МПа. Дріт одержують методом багаторазового холодного волочіння з проміжковою термічною та хімічною обробкою.

Використання канатів має переваги перед іншими тяговими елементами /ланцюгами, пасами/ за такими причинами: безшумна робота; велика надійність, так як його руйнування проходить поступово, при збільшенні кількості лопнутих дротин, проводять вибраковку канату; мала вага 1 п.м; низька вартість, вартість каната в 10...12 раз менша вартості ланцюга.

Конструкцію канатів вивчають на їх зразках. Після ознайомлення з загальними методами виготовлення канатів, студенти повинні визначити характер завивки дротин в пасма, пасма в канат, вид сердечника, рід завивки та позначення конкретного канату по стандарту.

2 Класифікація канатів

Канат, одержаний завивкою дротин, називають канатом одинарної завивки /або *однопасмові*/. Якщо дротини звиті в пасма, а потім пасма в канат навколо сердечника, то канат називають канатом подвійної завивки.

По виду завивки канати бувають:

- звичайні /розкручуючі/, в яких дротини і пасма не зберігають свого положення після зняття перев'язок кінців, а бажають розпрямитися;

- нерозкручуючі, які звиті із попередньо деформованих дротин і пасмі в у вигляді відповідному їх положенню в канаті /в наслідок чого такі канати не розкручуються/;

В залежності від направленості завивки канати бувають правого та лівого направлення: праве - пасма в канаті йдуть зліва вверх направо, ліве - зправа вверх наліво.

В залежності від направленості завивки дротин в пасмах канати бувають односторонньої та хрестової завивки. При односторонній завивці направлення навивки дротин в пасмах і пасмів в канатів однакове. Вони мають більш рівну поверхню, площа перерізу заповнена краще, вони мають добру гнучкість та довговічність. При хрестовій завивці направлення навивки дротин в пасмах і пасма в канаті протиглежні. Ці канати мають меншу гнучкість та довговічність, але вони не скручуються. Канати односторонньої завивки мають нахил до скручування, тому їх не можливо використовувати при вільному підвішуванні вантажу на одній вітці.

По роду завивки виготовляють канати типів ТК та ЛК /з крапковим контактом окремих дротин між шарами пасмів і відповідно з лінійним дотиком/ канати з крапковим та лінійним дотиком ТЛК дротин в пасмові. Сердечник канату може бути органічним, металевим або з синтетичного матеріалу. При роботі в гарячих

цехах використовують азбестові або металеві сердечники. Відповідно з діючим стандартом на кожну партію канатів завод дає сертифікат, в якому дають повну технічну характеристику канатів. Без сертифіката використання канатів забороняється. В стандартах на канати приводяться такі параметри: межу міцності дротин σ_g ; площу поперечного перерізу всіх дротин A ; зусилля для руйнування канату $[F_p]$ при різних σ_b .

В залежності від призначення канати діляться на вантажолюдські /для транспортування людей/ та вантажні /для транспортування вантажів.

Прийняті такі позначення класифікаційних ознак сталевих канатів.

Призначення: вантажолюдські /ГЛ/, вантажні /Г/.

Механічні властивості дротин: вищої марки /В/, першої марки /1/, другої марки /II/.

Вид покриття поверхні дротин: із дротин без покриття /-/ , із оцинкованих дротин для особливо жорстких агресивних умов роботи /ОЖ/, із оцинкованих дротин для жорстких агресивних умов роботи /Ж/, із оцинкованих дротин для середніх агресивних умов роботи /С/.

Направлення завивки: праве /-/ , ліве /Л/.

Сполучення направленості завивки елементів каната: хрестова /-/ , одностороння /0/, комбінована /К/, нерозкручуючі /Н/, розкручуючі /Р/.

Рід завивки: з крапковим дотиком дротин однакового діаметру /ТК/, з лінійним дотиком дротів однакового діаметру в окремих шарах пасма /ЛК-О/, з лінійним дотиком дротин різних та однакових діаметрів по окремих шарах пасма /ЛК-РО/, з лінійним дотиком та заповненням дротинами меншого діаметру,

щілин між двома шарами дротин /ЛК-З/, з крапковим та лінійним дотиком дротин в пасмові /ТЛК/

Число дротин в пасмові може бути різне. Широко використовується шестирядні канати з числом дротин в пасмові 19 та 37.

3 Виконання роботи

Конструкцію сталевих канатів вивчають на двох зразках канатів, які видаються студенту по вказівці викладача. За допомогою штангенциркуля вимірюють крок завивки та діаметри дротин, Визначають кількість пасм, кількість дротин в пасмові та вид сердечника. За стандартом на канати складають повне його позначення, використовуючи таку структурну схему умовного позначення канату:

Канат - $\frac{x}{1} - \frac{x}{2} - \frac{x}{3} - \frac{x}{4} - \frac{x}{5} - \frac{x}{6} - \frac{x}{7} - \frac{x}{8} - \frac{x}{9} - \frac{x}{10}$

де 1 - назва виробу /канат ТК; ТЛК; ЛК-О; ЛК-З; ЛК-РО/;

2 - діаметр канату, мм;

3 - позначення призначення канату /ГЛ, Г/;

4 - позначення марки /механічних властивостей дротин/;

5 - позначення виду покриття поверхні дротин / -, ОЖ, Ж, С/;

6 - позначення направленості завивки пасмів / -, Л/;

7 - позначення сполучення направленості завивки елементів канату / -, О, К/;

8 - позначення способу завивки канату /Н,Р/;

9 - група дроту;

10 - позначення стандарту на вибраний тип канату. Наприклад:
Канат ТК-40-ГЛ-1800-ОЖ-Л-0-Р-В ГОСТ 3071-88

4 Зміст звіту

4.1 Описати кожен конструкцію канату та вказати область

його використання.

4.2 Результати вивчення конструкції канату занести в таблицю 1.

Таблиця 1

№ п/п	Параметри канату	Зразок №1	Зразок №2
1	2	3	4
1	Схема поперечного перерізу канату		
2	Кратність завивки /одинарна, подвійна/		
3	Вид завивки /Р або Н/		
4	Направлення завивків пасмів /праве, ліве/		
5	Направлення завивки дротин в пасмові		
6	Рід завивки /ТК, ТЛК, ЛК/		
7	Діаметр та кількість дротин в пасмові - мм - шт - мм - шт		
8	Сердечник в пасмові /органічний, металевий, азбестовий, синтетичний/		
9	Кількість пасмів в канаті		
10	Діаметр канату, мм		
11	Крок завивки пасма, мм		
12	Номер стандарту на канат та його позначення по стандарту		
13	Загальне зусилля на розтягування всіх дротин в канаті F при $\sigma_b = 1800$ МПа		
14	Зусилля для руйнування канату [F] при $\sigma_b = 1800$ МПа по ГОСТу		

ЛІТЕРАТУРА

1. Гайдамака В.Ф. Грузоподъемные машины. К.: "Вища школа" 1989. - 326 с.
2. Иванченко Ф.К. Конструкция и расчет подъемно-транспортных машин. К.: "Вища школа" 1983. - 351 с.
3. Иванченко Ф.К. и др. Расчеты грузоподъемных и транспортирующих машин. -2-е изд., перераб. - К.: "Вища школа" 1978. -574 с.

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ УКРАЇНИ
Вінницький державний технічний університет

Навчальне видання

Броніслав Федорович Ліщинський

Роман Романович Обертюх

ДЕТАЛІ МАШИН ТА ПІД'ЄМНОТРАНСПОРТНЕ
ОБЛАДНАННЯ.
ЛАБОРАТОРНИЙ ПРАКТИКУМ

Навчальний посібник

Вінниця ВДТУ 1998

Редактор Т. А. Ягельська

Тир . 45 прим. Зам. №
ВДТУ, 286021, м. Вінниця, Хмельницьке шосе, 95