

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

ДЕТАЛІ МАШИН

Міністерство освіти і науки України
Вінницький національний технічний університет

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

ДЕТАЛІ МАШИН

Лабораторний практикум

Вінниця
ВНТУ
2017

УДК 621.86
ББК 39.9
О-13

Рекомендовано до друку Вченою радою Вінницького національного технічного університету Міністерства освіти і науки України (протокол № 13 від 25.06.2015 р.)

Рецензенти:

І. П. Паламарчук, доктор технічних наук, професор

І. О. Сивак, доктор технічних наук, професор

В. П. Пурдик, кандидат технічних наук, доцент

Обертюх, Р. Р.

О-13 Деталі машин : лабораторний практикум / Обертюх Р. Р.,
Поліщук Л. К., Слабкий А. В. – Вінниця : ВНТУ, 2017. – 91 с.

Лабораторний практикум складено відповідно до програми дисципліни «Деталі машин». В практикумі наведені детальні описання лабораторного обладнання та устаткування, що розглядаються, а також інструкції до виконання лабораторних робіт, зміст яких охоплює практичні питання основних розділів дисципліни. Кожна лабораторна робота містить теоретичні відомості і запитання для самоконтролю, що дає змогу студентам самостійно перевірити рівень набутих знань.

УДК 621.86
ББК 39.9

© ВНТУ, 2017

Зміст

| | |
|--|----|
| Вступ | 4 |
| 1 Лабораторна робота № 1 Аналіз кінематичних схем приводів | 6 |
| 2 Лабораторна робота № 2 Випробування болтового з'єднання на зсув..... | 14 |
| 3 Лабораторна робота № 3 Вивчення конструкцій зубчастого циліндричного двоступінчастого редуктора..... | 28 |
| 4 Лабораторна робота № 4 Вивчення конструкції черв'ячного редуктора | 40 |
| 5 Лабораторна робота № 5 Вивчення конструкції та характеристик підшипників кочення | 51 |
| 6 Лабораторна робота № 6 Вивчення конструкції та визначення несучої здатності валів передач при заданих коефіцієнтах запасу міцності | 67 |
| 7 Лабораторна робота № 7 Визначення критичної частоти обертання вала | 82 |

ВСТУП

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

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

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

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

Після закінчення лабораторної роботи студент повинен вимкнути електрообладнання, прибрати робоче місце, здати вимірювальні пристрої та допоміжне устаткування і приступити до оформлення звіту згідно з вимогами ДСТУ 3008-95 «Документація. Звіти у сфері науки і техніки. Структура і правила оформлення». Порядок його оформлення наведено у кінці кожної лабораторної роботи.

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

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

Загальні вимоги до виконання лабораторних робіт і техніка безпеки

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

2. До початку проведення експериментів необхідно:

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

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

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

4. Під час проведення експериментів не дозволяється:

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

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

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

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

Лабораторна робота № 1

АНАЛІЗ КІНЕМАТИЧНИХ СХЕМ ПРИВОДІВ МАШИН

1.1 Мета роботи

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

1.2 Теоретичні відомості

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

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

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

1.3 Розроблення кінематичної схеми приводу

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

1.4 Кінематичний розрахунок приводу

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

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

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

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

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

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

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

$$U_{заг} = n_{дов} / n_p, \quad (1.2)$$

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

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

$$D_2 = (0,9 \dots 1,2) D_б; \quad D_2 = (0,9 \dots 1,2) D_{зір}. \quad (1.3)$$

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

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

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

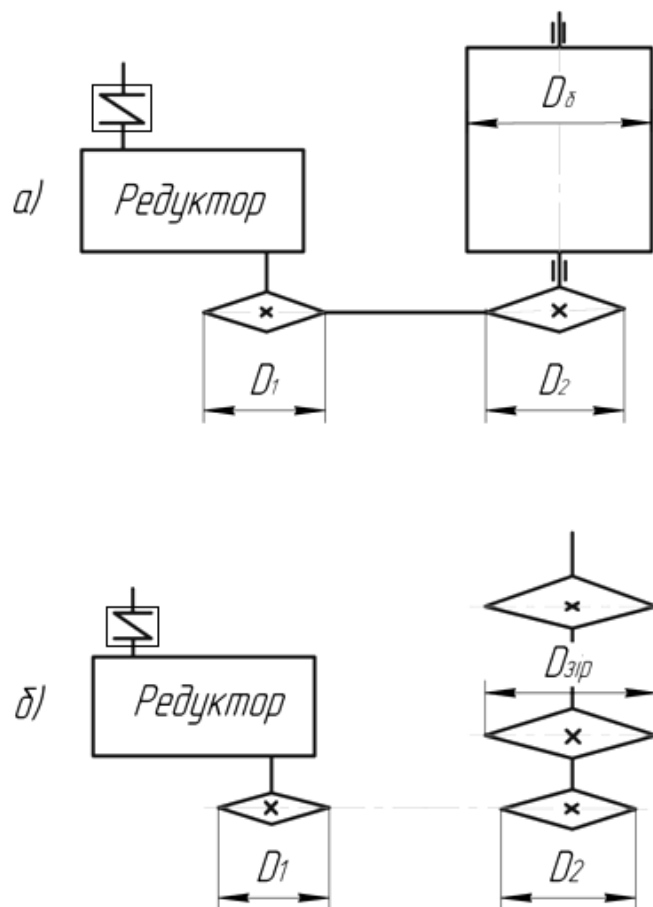


Рисунок 1.1 – Кінематичні схеми приводів конвеєрів:
 а – стрічковий конвеєр; б – пластинчатий конвеєр

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

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

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

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

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

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

Частоти обертання валів:

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

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

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

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

Обертальні моменти на валах, Н·м;

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

1.5 Порядок виконання роботи

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

1.5.2 Одержати у викладача кінематичну схему приводу та вихідні дані.

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

1.5.4 Зробити опис кінематичної схеми приводу.

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

1.5.6 Підготувати звіт з лабораторної роботи.

1.6 Зміст звіту

1.6.1 Кінематична схема приводу.

1.6.2 Описання кінематичної схеми.

1.6.3 Визначення загального ККД приводу.

1.6.4 Визначення необхідної потужності двигуна

1.6.5 Вибір електродвигуна.

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

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

1.6.8 Аналіз одержаних варіантів.

1.6.9 Обґрунтування отриманого варіанта частоти обертання вала електродвигуна.

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

Контрольні запитання

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

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

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

4. Як визначається загальне передаточне відношення приводу?

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

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

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

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

9. Як визначається потужність обертальної та поступальної ланок?

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

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

12. Запишіть передаточне відношення пасової передачі.

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

14. Чи впливають на ККД приводу ККД його ланок?

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

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

17. Вкажіть умови використання поліклінопасової передачі.

Література

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

Лабораторна робота № 2

ВИПРОБУВАННЯ БОЛТОВОГО З'ЄДНАННЯ НА ЗСУВ

2.1 Мета роботи

Експериментально знайти залежність сили зсуву від сили затягування болта і шорсткості контактувальних поверхонь в болтовому з'єднанні, поставленому з зазором.

2.2 Теоретичні відомості

Одним із найбільш розповсюджених видів різьбових з'єднань є болтове з'єднання. В залежності від напрямку дії зовнішніх сил на з'єднання розрізняють болтові з'єднання, що працюють на розтяг, і болтові з'єднання, які працюють на зсув.

В з'єднаннях, які працюють на зсув, болти встановлюються в отворі з натягом (рис. 2.1, а) або з зазором (рис. 2.1, б). В першому випадку вони працюють на зріз, в другому болти затягуються так, щоб між з'єднувальними деталями могли виникнути сили тертя, здатні передати робоче навантаження. В останньому випадку болти працюють, в основному, на розтяг.

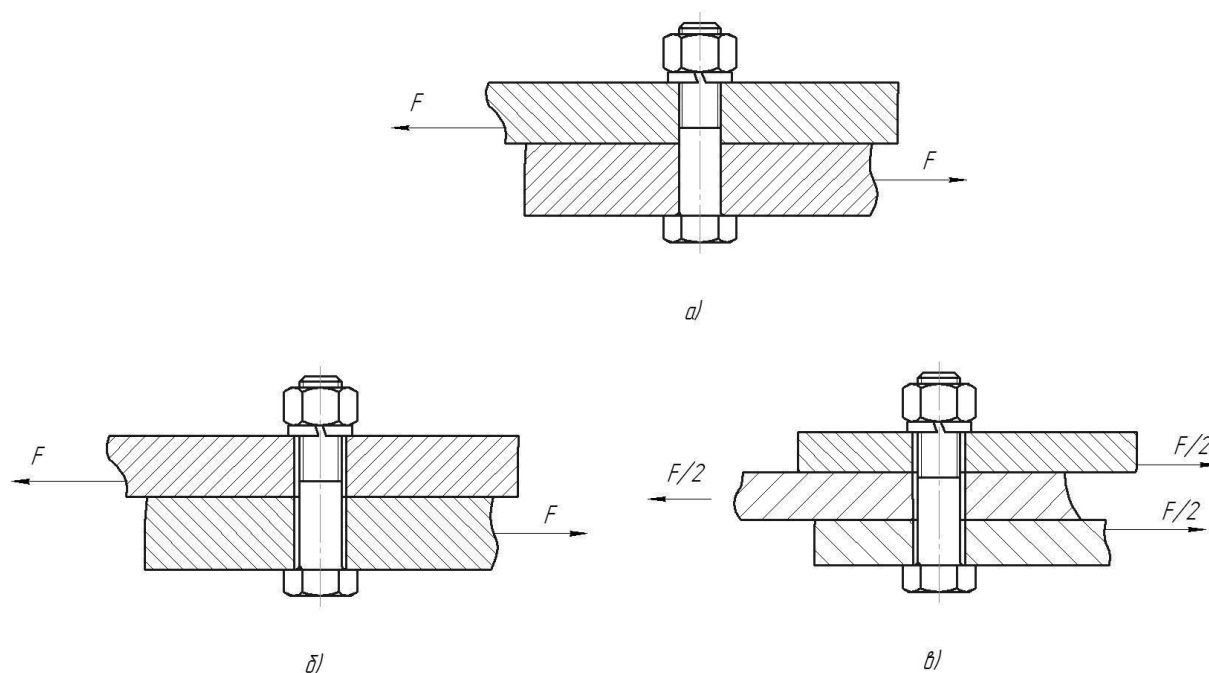


Рисунок 2.1 – Болтові з'єднання, які працюють на зсув

Під міцністю болтових з'єднань, виконаних із зазором, розуміють відсутність зсуву елементів з'єднання під дією зовнішніх сил.

Умова міцності з'єднання може бути записана таким чином:

$$F_{f_{cm}} \geq F_{зовн}, \quad (2.1)$$

де $F_{f_{cm}}$ – сила тертя на площині стику; $F_{зовн}$ – зовнішня зсувна сила;

В свою чергу:

$$F_{f_{cm}} = F_{з.б.} \cdot f \cdot i, \quad (2.2)$$

де $F_{з.б.}$ – сила затягування болта; f – коефіцієнт тертя спокою на площині стику; i – число площин зсуву (на рис. 2.1, б – одна площина зсуву, на рис. 2.1, в – дві площини зсуву).

З наведеної залежності (2.2) видно, що сила тертя може бути забезпечена відповідною силою затягування болта (за постійного значення коефіцієнта тертя).

Силу затягування болта, яка забезпечує міцність з'єднання, можна знайти за формулою:

а) для випадку встановлення в з'єднанні одного болта:

$$F_{з.б.} = \frac{F_{f_{cm}}}{f \cdot i} \quad (2.3)$$

або

$$F_{з.б.} \geq \frac{F_{зовн}}{f \cdot i}; \quad (2.4)$$

б) у випадку реалізації з'єднання групою болтів:

$$F_{з.б.} \geq \frac{F_{зовн}}{z \cdot f \cdot i}, \quad (2.5)$$

де z – число болтів в з'єднанні.

З іншого боку, зовнішня зсувна сила, за якої можливий зсув (руйнування) з'єднання, в залежності від величини сили затягування, з одним болтом в з'єднанні знаходиться за виразом:

$$F_{зовн} \geq F_{з.б.} \cdot f \cdot i, \quad (2.6)$$

а у випадку з'єднання групою болтів:

$$F_{зовн} \geq F_{з.б.} \cdot f \cdot i \cdot z. \quad (2.7)$$

Затягування болтів здійснюють динамометричним ключем, що дозволяє виразити силу болта $F_{з.б.}$ через момент загвинчування $T_{загв.}$.

Як відомо [1],

$$T_{загв} = T_p + T_{mz}, \quad (2.8)$$

де T_p, T_{mz} – відповідно, момент тертя в нарізці та на торці гайки:

$$T_p = F_{з.б.} \cdot \operatorname{tg}(\beta + \rho') \cdot \frac{d_{cp}}{2}; \quad (2.9)$$

$$T_{mz} = F_{з.б.} \cdot f \cdot \frac{D_1 + d_o}{4}, \quad (2.10)$$

де β – кут підйому нарізки; ρ' – зведений кут тертя $\left(\rho' = \rho / \cos \frac{\alpha}{2}\right)$; ρ – кут тертя; f – коефіцієнт тертя на поверхні витків нарізки; d_{cp} – середній діаметр нарізки; D_1 – зовнішній діаметр опорної поверхні гайки ($D_1 = S$, тут S – розмір гайки під ключ); d_o – діаметр отвору в деталях, які з'єднуються.

Рівність (2.8), з урахуванням (2.9) і (2.10), набуває вигляду:

$$T_{загв} = F_{з.б.} \cdot \operatorname{tg}(\beta + \rho') \cdot \frac{d_{cp}}{2} + F_{з.б.} \cdot f \cdot \frac{D_1 + d_o}{4} = F_{з.б.} \cdot \left[\operatorname{tg}(\beta + \rho') \cdot \frac{d_{cp}}{2} + f \cdot \frac{D_1 + d_o}{4} \right]. \quad (2.11)$$

З (2.11) визначаємо

$$F_{з.б.} = \frac{T_{загв}}{\operatorname{tg}(\beta + \rho') \cdot \frac{d_{cp}}{2} + f \cdot \frac{D_1 + d_o}{4}}. \quad (2.12)$$

Оскільки $F_{зовн} \geq F_{з.б.} \cdot i \cdot f \cdot z$, то

$$F_{зовн} \geq \frac{T_{загв}}{\operatorname{tg}(\beta + \rho') \cdot \frac{d_{cp}}{2} + f \cdot \frac{D_1 + d_o}{4}} \cdot i \cdot f \cdot z. \quad (2.13)$$

Якщо припустити, що значення коефіцієнта тертя f не змінюється за різних режимів затягування, то залежність $F_{зовн} = f(T_{загв})$ можна вважати лінійною.

2.3 Обладнання та пристосування, необхідні для проведення роботи

2.3.1 Установка ДМ-30А.

2.3.2 Пристосування ДМ-23М.

2.3.3 Тарована прорізна пружина.

2.3.4 Індикатор годинникового типу з магнітним стоячком.

2.3.5 Динамометричний ключ.

2.3.6 Штангенциркуль.

2.4 Описання будови випробувальної установки та принципу її дії

Робота виконується на універсальній випробувальній установці ДМ-30А для випробувань на розтяг і стиск, світлина та принципова схема якої показані на рис. 2.2 і рис. 2.3, і зі спеціальним пристосуванням ДМ-23М, конструкція якого зображена на рис. 2.4.

Для створення сили зсуву у випробувальній установці використовується прорізна пружина, деформація якої реєструється за допомогою індикатора годинникового типу ИЧ-10 ГОСТ 577-68. Тарувальний графік прорізної пружини зображено на рис. 2.5.

1 – випробувальна установка ДМ-30А;

2 – пристосування ДМ-23М;

3 – прорізна пружина

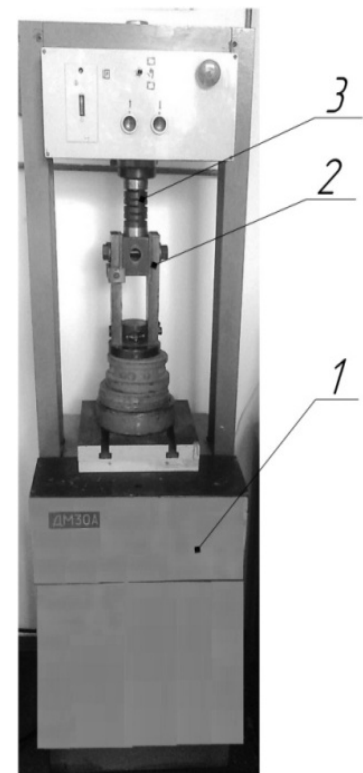


Рисунок 2.2 – Світлина випробувальної установки ДМ-30А

- 1 – станина;
- 2 – стояки;
- 3 – привод;
- 3.1 – електродвигун;
- 3.2 – клинопасова передача;
- 3.3 – черв'ячна передача;
- 3.4 – гвинтова пара;
- 4 – стіл;
- 5 – упор;
- 6 – пульт керування

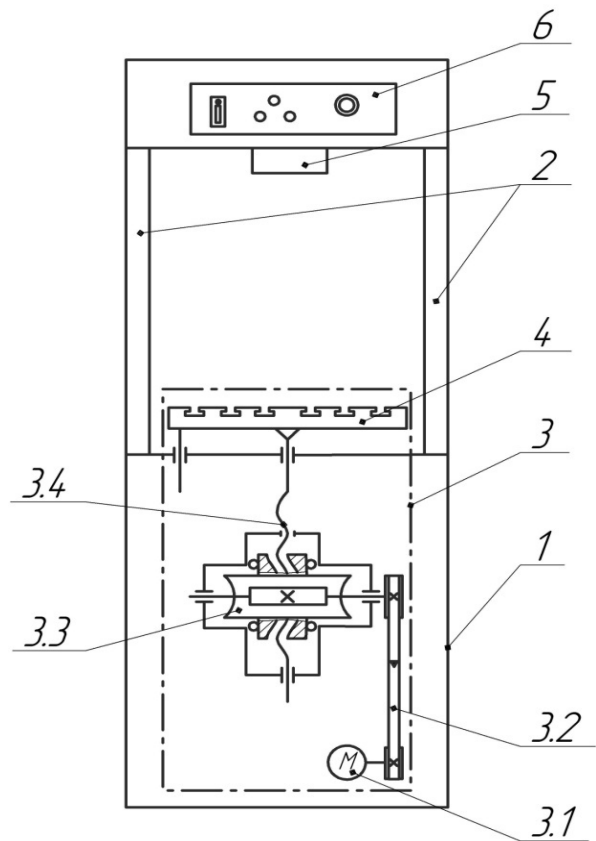


Рисунок 2.3 – Принципова схема випробувальної установки ДМ-30А

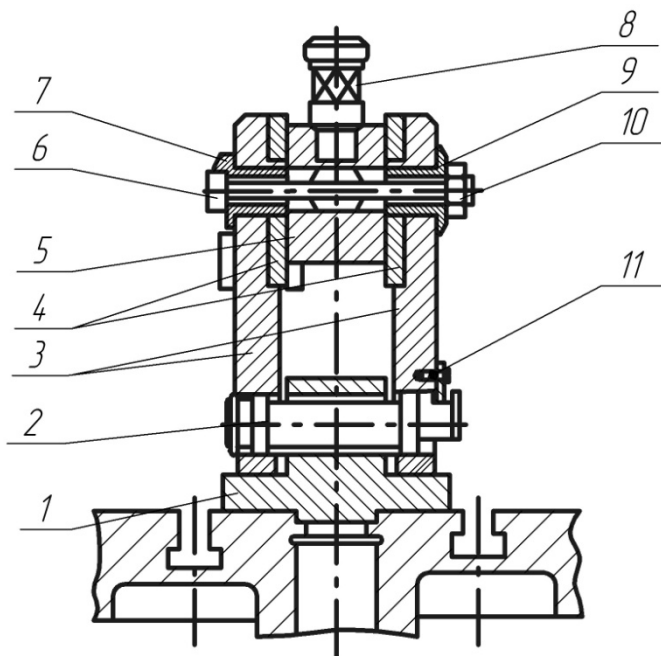


Рисунок 2.4 – Пристосування ДМ-23М для дослідження болтового з'єднання, що працює на зсув

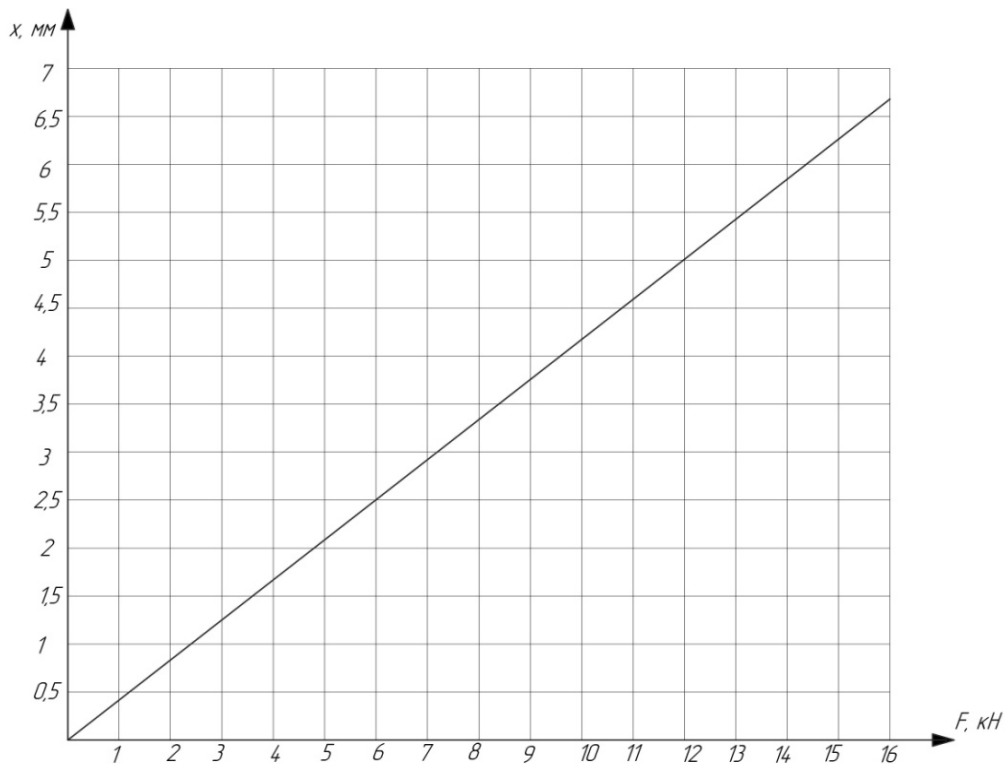


Рисунок 2.5 – Тарувальний графік прорізної пружини

Пристосування ДМ-23М (див. рис. 2.4) складається з основи 1, двох щік 3, двох пластин 4, болта 6 з гайкою 10 і повзуна 5 з упором 8. Головка болта 6 опирається на втулку 7, а гайка 10 – на втулку 9. Втулка 7 має виступ, який перешкоджає повороту болта під час обертання гайки. Щоки 3 з'єднані з основою за допомогою осі 2, яка утримується від випадання тримачем 11.

Пластини 4 та повзун 5 мають контрольні риски для правильного взаємного розташування під час затягування гайки 10. В початковому положенні повзун 5 встановлюють так, щоб його риска збіглася з рисою пластини 4.

В верхній частині повзуна закріплено упор 8. Під час навантаження стіл установки ДМ-30А з пристосуванням ДМ-23М отримує осьовий рух ввєрх, внаслідок чого упор 8 деформує прорізну пружину (див. рис. 2.2). За величиною деформації прорізної пружини визначається навантаження болта 6.

Пристосування ДМ-23М дозволяє випробовувати болтові з'єднання з болтами різних діаметрів (М16, М18, М20), що дає можливість проаналізувати залежність зсувної сили $F_{зовн}$ від діаметра болта, а також від параметрів нарізки, якщо встановлюються болти з різним кроком.

За допомогою пристосування ДМ-23М можна також установити залежність зсувної сили $F_{зовн}$ від ступеня шорсткості площин стику, для чого в щоках 3 (див. рис. 2.4) передбачено встановлення змінних пластин 4 різної шорсткості. Встановлення болтів різних діаметрів здійснюється за допомо-

гою змінних втулок 7 і 9, зовнішній діаметр яких виконаний за діаметром отвору в пластинах 4, а внутрішній діаметр отвору у втулках 7 і 9 відповідає діаметру досліджуваних болтів із урахуванням зазору між болтом 6 і втулками 7 та 9.

Затягування гайки 10 болта 6 досліджуваного з'єднання здійснюється динамометричним ключем, конструктивна схема загального вигляду якого, схема установки для тарування динамометричного ключа та схема його тарування, показані, відповідно на рис. 2.6 а, б, в. Ключ складається з пружного стержня (важеля) 2, з'єданого шарнірно з рукояткою 1, консольної балки (державки індикатора) 4, з'єднувальної колодки 5, насадженої на квадратний виступ змінної головки 6 з розміром S (під ключ), що відповідає розміру S гайки 10 (див. рис. 2.4). На державці 4 закріплено індикатор годинникового типу 3, ніжка якого повинна впритись в площину важеля 2.

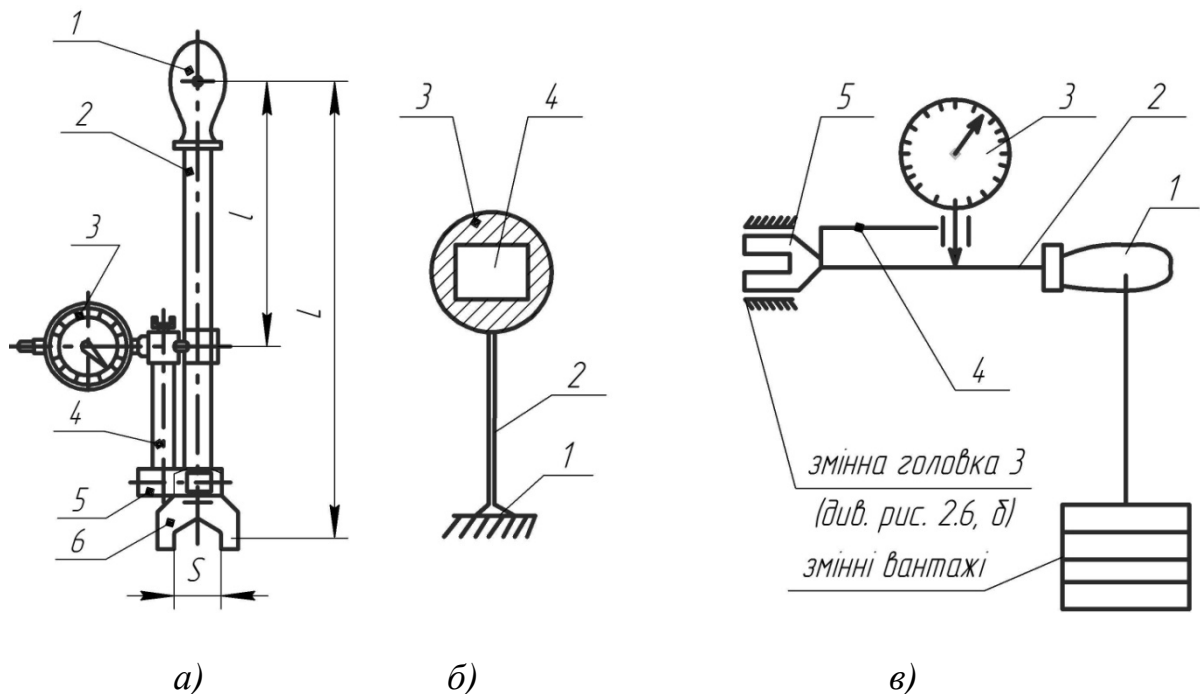


Рисунок 2.6 – Динамометричний ключ: а) конструктивна схема загального вигляду динамометричного ключа; б) схема установки для тарування динамометричного ключа; в) схема тарування динамометричного ключа

Під час загвинчування гайки 10 (див. рис. 2.4) до рукоятки 1 прикладають силу, що згинає пружний стержень 2 (як консольну балку). Деформація стержня, що фіксується індикатором, є пропорційною моменту загвинчування.

Тарування динамометричного ключа (визначення жорсткості важеля 2) виконується на установці (рис. 2.6, б), що складається зі столу 1 з жорстким стояком 2, з'єднаним зі змінною головою 3 квадратним гніздом 4.

Тарують динамометричний ключ за схемою, що наведена на рис. 2.6, в. Головку 6 (див. рис. 2.6, а) динамометричного ключа встановлюють в квадратне гніздо 4 установки для тарування (див. рис. 2.6, б) в положенні, щоб розмір S («зів» ключа) був у вертикальній площині. Шкалу індикатора 3 (див. рис. 2.6, а) встановлюють на нуль шляхом переміщенням його ніжки. Після цих підготовчих операцій динамометричний ключ навантажують змінними вантажами, які підвішують до рукоятки 1 ключа (див. рис. 2.6, в, тут збережено номери позицій ключа, показано на рис. 2.6, а). Масу змінних вантажів поступово збільшують до 3 кг, фіксуючи при цьому за індикатором 3 деформацію важеля 2 (див. рис. 2.6, а, в). Знявши змінні вантажі з рукоятки 1, динамометричний ключ витягують з гнізда 4 (див. рис. 2.6, в), повертають його на 180° і повторюють навантаження рукоятки 1 та вимірювання деформації стержня 2. Результати вимірів заносять в табл. 2.1.

Таблиця 2.1 – Експериментальне визначення жорсткості важеля динамометричного ключа

| Зусилля F , Н | Прогин важеля 2 u , мм | | Плече важеля 2 L , мм | Плече l точки контакту ва- желя 2 з ніж- кою індика- тора 3, мм | Жорсткість важеля 2, Н/м |
|--------------------|--------------------------------|---|-------------------------------|---|-----------------------------|
| | пряме навантаження ключа | навантаження ключа, повернутого на 180° | | | |
| | | | | | |
| | | | | | |
| | | | | | |
| | | | | | |
| | | | | | |
| | | | | | |
| | | | | | |
| | | | | | |
| | | | | | |

В першому наближенні важіль 2 (див. рис. 2.6, а) динамометричного ключа в схемі його тарування (див. рис. 2.6, в) можна подати як защемлену консольну балку (рис. 2.7), навантажену силою $F=mg$, де m – маса змінних вантажів (див. рис. 2.6, в).

Враховуючи малу величину деформацій (прогинів) важеля 2 динамометричного ключа під дією сили F в точках C та B (точки встановлення ніжки індикатора) схему, зображену на рис. 2.7, можна вважати за два подібних прямокутних трикутники ACD та ABE , звідки випливає, що

$$\frac{\Delta_{\max}}{L} = \frac{\Delta}{L-l}, \quad (2.14)$$

де Δ_{\max} – максимальний прогин (деформація) кінця важеля під дією сили; $AC = L$; Δ – деформація (прогин) важеля в точці встановлення індикатора 3 (див. рис. 2.6, в); $l = BC$ – відстань від кінця рукоятки 1 важеля 2 до точки встановлення індикатора 3.

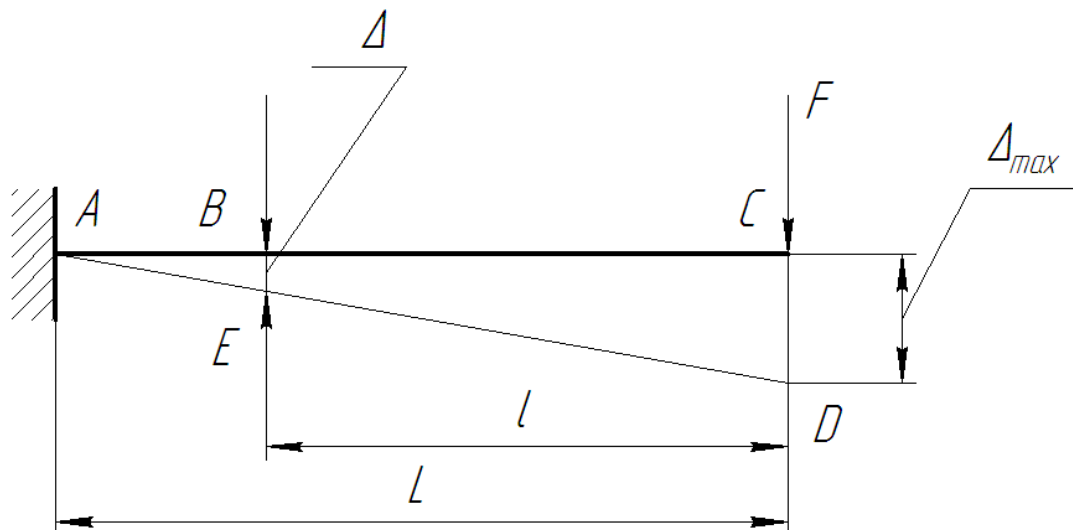


Рисунок 2.7 – Схема навантаження важеля динамометричного ключа

З курсу опору матеріалів відомо, що $\Delta_{\max} = FL^3 / (3E \cdot I_g)$, де E – модуль пружності матеріалу важеля 2; I_g – осьовий момент інерції перерізу важеля 2. Цю відому формулу можна подати в іншій формі:

$$\Delta_{\max} = F / k, \quad (2.15)$$

де k – жорсткість важеля 2.

$$k = 3EI_g / L^3. \quad (2.16)$$

Враховуючи (2.15) в (2.14), знайдемо залежність для розрахунку жорсткості k :

$$k = \frac{F}{\Delta} \left(1 - \frac{l}{L} \right). \quad (2.17)$$

Якщо зафіксувати значення l та L , то, визначаючи за індикатором 3 (див. рис. 2.6, а, в) деформацію Δ за різного навантаження F , розрахуємо ряд значень k_i (тут i – порядковий номер вимірювання Δ) і знайдемо середнє значення

$$\bar{k} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n k_i, \quad (2.18)$$

де n – число вимірювання Δ з табл. 2.1.

За допомогою динамометричного ключа момент загвинчування болтового (шпилькового) з'єднання можна визначити за простою практичною залежністю

$$T_{\text{загв}} = F_{\text{загв}} \cdot L = \bar{k} \cdot \Delta_k \cdot L / (1 - l / L), \quad (2.19)$$

де сила $F_{\text{загв}} = k \cdot \Delta_k / (1 - l / L)$ знайдена з формули (2.17); Δ_k – покази індикатора 3 (див. рис. 2.6, а, в) під час загвинчування болтового (шпилькового) з'єднання.

Для динамометричного ключа з фіксованими значеннями k , l і L

$$\bar{k} \cdot L / (1 - l / L) = K = \text{const}, \quad (2.20)$$

тоді

$$T_{\text{загв}} = K \cdot \Delta_k. \quad (2.21)$$

Для такого ключа індикатор 3 можна проградувати в одиницях моменту.

2.5. Хід роботи

2.5.1 Ознайомитись з будовою пристрою та експериментальною установкою ДМ-30А для випробування на розтяг – стиск. Зрозуміти задачі дослідження.

2.5.2 Скласти пристосування (див. рис. 2.4), використовуючи пластилини 4 та повзун 5 із заданих матеріалу та шорсткістю поверхонь, та болт 6 (дані для експериментальних досліджень, видані викладачем, записати в таблицю 2.2).

2.5.3 За відомих (розрахункових) значень L , l і k , визначити параметр K (див. формулу 2.20).

2.5.4 Для заданого болтового з'єднання, за його геометричними параметрами і заданими параметрами тертя, розрахувати момент загвинчування за формулою (2.11). За знайденим $T_{\text{загв}}$ визначити рівень Δ_k за залежністю (2.21).

2.5.5 Провести затягування заданого болта динамометричним ключем з Δ_k (моментом), що відповідає розрахованому ступеню навантаження.

2.5.6 Навантажити болтове з'єднання зсувною силою $F_{\text{зсувн}}$. Початок зсуву визначається за стрибком стрілки індикатора. Цей стрибок обумов-

лений тертям спокою. Силу зсуву $F_{зовн}$ визначити за тарувальним графіком (див. рис. 2.5).

Таблиця 2.2 – Геометричні параметри досліджуваних болтових з'єднань, параметри тертя в болтовому з'єднанні та геометричні (основні) параметри динамометричного ключа

| Характеристика випробовуваних деталей | | | |
|---|----------|----------|----------|
| | Дослід 1 | Дослід 2 | Дослід 3 |
| Болт (умовне позначення за стандартом) | | | |
| Крок нарізки p , мм | | | |
| Середній діаметр d_{cp} , мм | | | |
| Внутрішній діаметр d_1 , мм | | | |
| Кут підйому нарізки β | | | |
| Площа $0,25\pi d_1^2$, мм | | | |
| Зовнішній діаметр опорної поверхні гайки $D_{омв}$, мм | | | |
| Внутрішній діаметр опорної поверхні гайки $d_{омв}$, мм | | | |
| Коефіцієнт тертя на поверхні контакту пластини – повзун | | | |
| Коефіцієнт тертя в нарізці і на торці гайки (сталь по сталі) | | | |
| Довжина рукоятки динамометричного ключа, L (мм) та відстань l (див. рис. 2.7), мм | | | |

2.5.7 Повторити експеримент для болтів з трьома різними кроками нарізки та для трьох різних значень шорсткості Ra пластин і повзуна (за вказанням викладача), установлюючи момент загвинчування $T_{загв}$ експериментально за допомогою динамометричного ключа (формула 2.21).

2.5.8 За результатами експериментів побудувати графіки залежності $F_{зовн} = f(T_{загв})$ ($T_{загв}$ установлений динамометричним ключем, формула (2.21)) та $F_{зовн} = f(Ra)$ за фіксованого $T_{загв}$.

2.5.9 За знайденими значеннями моментів загвинчування на кожному ступені навантаження визначити значення сили зсуву $F_{зовн}$ за формулою (2.13) та сили затягування $F_{з.б.}$ за залежністю (2.12).

2.5.10 Підготувати звіт з лабораторної роботи, зміст якого повинен містити короткі теоретичні відомості, що відображають суть роботи, відповіді на пункти 2.5.3, 2.5.6, 2.5.7, 2.5.8, 2.5.9 і висновки.

Контрольні питання

1. Від чого залежить величина зовнішньої зсувної сили в болтовому з'єднанні у випадку встановлення болта із зазором?
2. Назвіть основні параметри метричної нарізки.
3. Чому в нарізних з'єднаннях використовують трикутний профіль нарізки?
4. Як впливає крок нарізки на силу зсуву в болтовому з'єднанні?
5. Які ступені точності виготовлення нарізок болтів (гвинтів) передбачені стандартом?
6. Яка основна причина зменшення напружень затягування в нарізних з'єднаннях?
7. Назвіть основні види засобів контролю зусилля затягування болтового з'єднання.
8. Як впливає форма опорних поверхонь гайок на зусилля зсуву в болтовому з'єднанні?
9. Запропонуйте конструктивні заходи для розвантаження нарізних з'єднань, що знаходяться під дією зусиль в площині стику.
10. Які фактори впливають на моменти загвинчування під час затягування нарізних з'єднань?
11. За рахунок чого можна збільшити граничну зсувну силу, не змінюючи моменту загвинчування?
12. Які фактори впливають на навантажувальну здатність болтового з'єднання, що працює на зсув, у випадку встановлення в ньому болтів із зазором?
13. Назвіть основні переваги та недоліки схем установлення в з'єднаннях болтів із зазором і без зазору.
14. Як впливає зусилля попереднього затягування болта на його довговічність?
15. Вкажіть найбільш розповсюджені форми опорних поверхонь гайок та сфери їхнього застосування.

Література

1. Решетов Д. Н. Детали машин : учеб. для студентов машиностроительных и механических специальностей вузов / Д. Н. Решетов – [4-е изд., перераб. и доп.]. – М. : Машиностроение, 1989. – 496 с.
2. Анурьев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя : в 3 томах / В. И. Анурьев ; под ред. И. Н. Жестковой. – [8-е изд. перераб. и доп.]. – М. : Машиностроение, 2001: Т. 1. – 920 с.

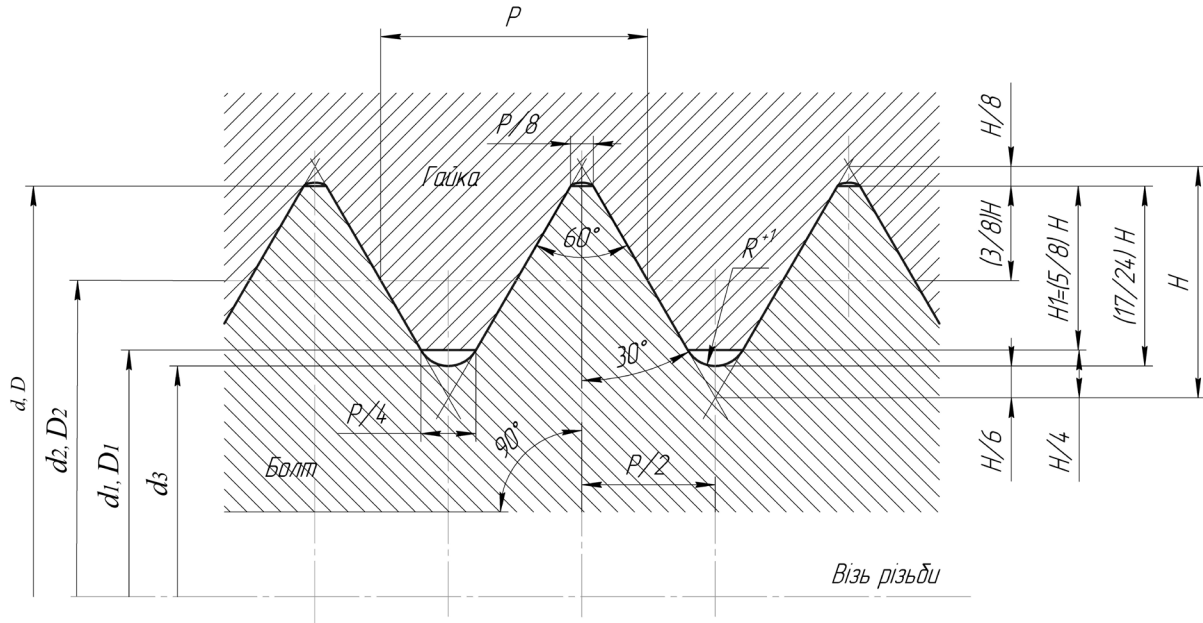
3. Будкин Б. В. Экспериментальная механика / Будкин Б. В., Горбатовский А. А., Кисенко И. Д. – М. : Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2004. – 136 с.

4. Иосилевич Г. Б. Затяжка и стопорение резьбовых соединений / Г. Б. Иосилевич, Ю. В. Шарловский // «Машиностроение». – 1971. – С. 180–185.

5. ГОСТ 8724-2002 (ИСО 261-98) Межгосударственный стандарт. Резьба метрическая.

Додаток А

Основні розміри метричної нарізки М16, М18 і М20 з крупним і дрібним кроком згідно з ГОСТ 8724-2002



| Зовнішній діаметр нарізки $d, (D)$, мм | | 16 | 18 | 20 | |
|---|--------------------------------------|--------------------------------------|--------|--------|--------|
| Нарізка з крупним кроком | Крок нарізки P , мм | 2 | 2,5 | 2,5 | |
| | Середній діаметр $d_2, (D_2)$, мм | 14,701 | 16,376 | 18,376 | |
| | Внутрішній діаметр $d_1, (D_1)$, мм | 13,835 | 15,294 | 17,294 | |
| | Кут підйому нарізки ψ , град | 2°28' | 2°47' | 2°29' | |
| Нарізки з дрібним кроком, мм | $P=0,5$ | Середній діаметр $d_2, (D_2)$, мм | 15,675 | 17,675 | 19,675 |
| | | Внутрішній діаметр $d_1, (D_1)$, мм | 15,459 | 17,459 | 19,459 |
| | | Кут підйому нарізки ψ , град | 0°35' | 0°34' | 0°32' |
| | $P=0,75$ | Середній діаметр $d_2, (D_2)$, мм | 15,513 | 17,513 | 19,513 |
| | | Внутрішній діаметр $d_1, (D_1)$, мм | 15,188 | 17,188 | 19,188 |
| | | Кут підйому нарізки ψ , град | 0°53' | 0°47' | 0°43' |
| | $P=1,0$ | Середній діаметр $d_2, (D_2)$, мм | 15,350 | 17,350 | 19,350 |
| | | Внутрішній діаметр $d_1, (D_1)$, мм | 14,918 | 16,918 | 18,918 |
| | | Кут підйому нарізки ψ , град | 1°11' | 1°03' | 0°57' |
| | $P=1,5$ | Середній діаметр $d_2, (D_2)$, мм | 15,026 | 17,026 | 19,026 |
| | | Внутрішній діаметр $d_1, (D_1)$, мм | 14,376 | 16,376 | 18,376 |
| | | Кут підйому нарізки ψ , град | 1°49' | 1°36' | 1°26' |

Лабораторна робота № 3

ВИВЧЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ ЗУБЧАСТОГО ЦИЛІНДРИЧНОГО ДВОСТУПІНЧАСТОГО РЕДУКТОРА

3.1 Мета роботи

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

3.2 Теоретичні відомості

Редуктор – це механізм, що служить для зниження кутових швидкостей і збільшення обертальних моментів. Зубчасті редуктори виготовляються в вигляді окремих агрегатів, що складаються з зубчастих або черв'ячних передач, розміщених в закритому корпусі, які працюють 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, шпонкові та штифтові з'єднання, ущільнення тощо. Враховуючи сказане, можна зробити висновок: вивчення конструкцій редукторів має велике інженерно-пізнавальне значення, що дозволяє більш глибоко зрозуміти основні принципи конструювання машин.

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

3.3 Класифікація та типові компоновальні схеми редукторів

Редуктори класифікуються за такими основними ознаками:

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

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

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

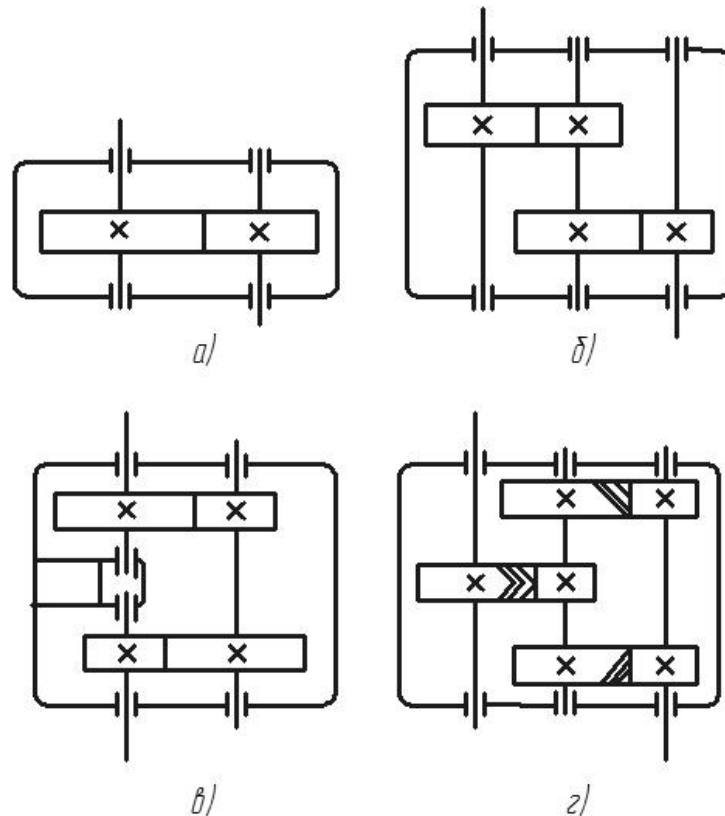


Рисунок 3.1 – Принципові схеми циліндричних зубчастих редукторів

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

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

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

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

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

3.4.1 Циліндричні одно- та двоступеневі редуктори.

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

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

3.5 Описання конструкції редуктора

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

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

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

В редукторі Ц2У-160 застосовуються конічні роликпідшипники 10, 11 та 12. Попередній натяг підшипників здійснюється за допомогою спеціальних регулювальних 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 ущільнювальні пристрої, призначення яких захищати порожнину редуктора від забруднення із зовнішнього середовища та унеможливити витікання мастила через кільцеві зазори між валами та отворами в кришках.

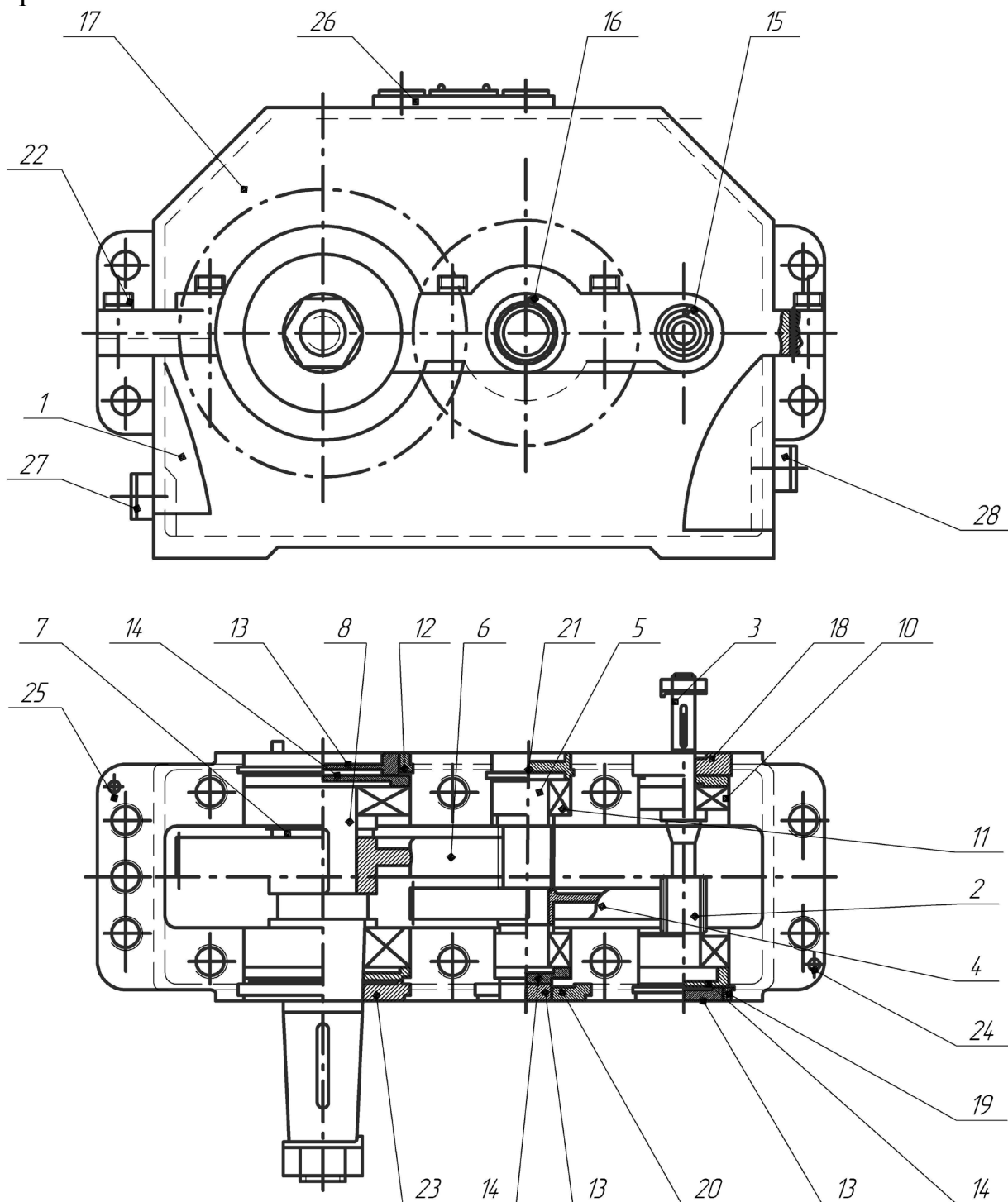


Рисунок 3.2 – Конструкція двоступінчастого редуктора Ц2У-160

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

Розточування отворів під підшипники в корпусі 1 та кришці 17 виконують в зборі. З 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, в цьому випадку кришка 17 та корпус 1 стягуються гвинтами 22.

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

3.6 Конструкція корпусів редукторів

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

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

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

3.7 Деталі й вузли редукторів

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

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

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

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

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

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

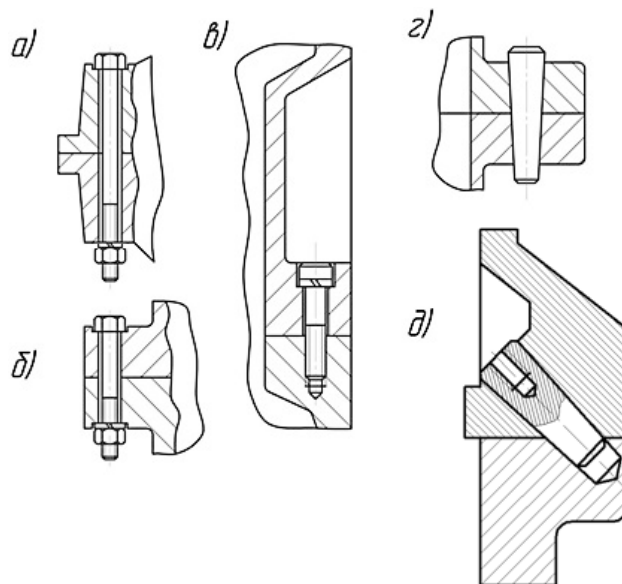


Рисунок 3.3 – Приклади з'єднань кришки із корпусом редуктора

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

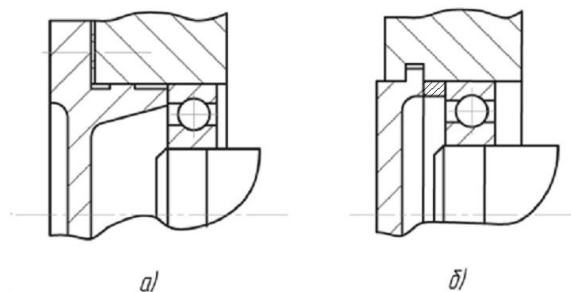


Рисунок 3.4 – Види підшипникових кришок циліндричних редукторів

3.8 Машення

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

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

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

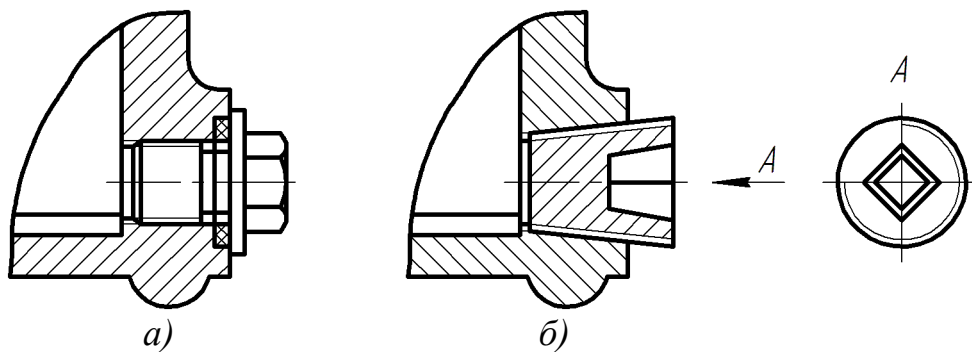


Рисунок 3.5 – Зливний отвір з пробкою з циліндричною а) та конічною б) нарізками

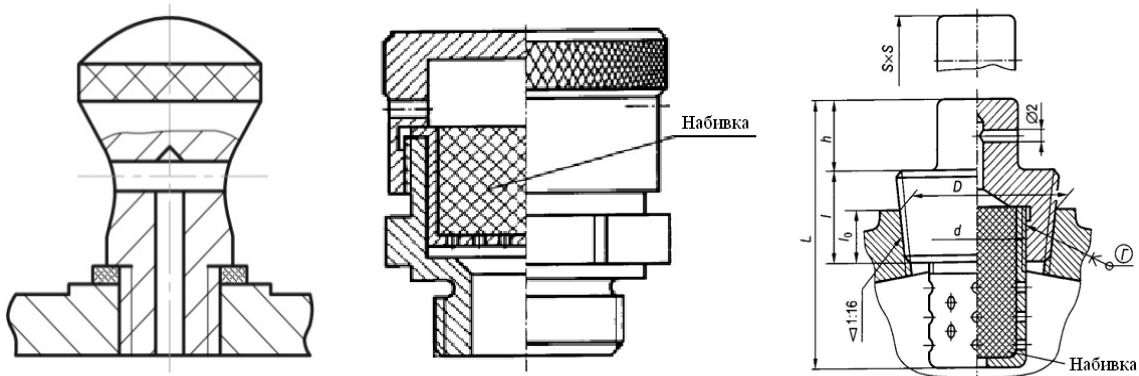


Рисунок 3.6 – Конструктивні виконання віддушин

3.9 Порядок виконання лабораторної роботи

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

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

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

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

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

3.9.6 Витягнути з корпусу швидкохідний, проміжний і тихохідний вали.

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

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

3.9.9 Виміряти діаметри вершин зубців d_a всіх коліс редуктора.

3.9.10 Підрахувати число зубців z всіх коліс редуктора.

3.9.11 Визначити передаточні числа швидкохідного та тихохідного ступенів за формулами:

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

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

3.9.12 Розрахувати ділильні діаметри шестерні за виразами:

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

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

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

3.9.14 Визначити кут нахилу лінії зубців за залежностями:

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

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

3.9.15 Розрахувати коефіцієнт відносної ширини зубчастих коліс за формулами:

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

3.9.16 Визначити торцевий модуль зубців кожного ступеня за формулами:

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

3.9.17 Підготувати звіт з лабораторної роботи.

3.10 Зміст звіту

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

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

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

3.10.4 Навести коротке описання конструкції корпусу та процесу складання редуктора.

3.10.5 Дати коротке описання способу регулювання підшипників з вказанням їхнього типу.

3.10.6 Навести описання способу змащення зубчастих передач і підшипників.

3.10.7 Описати будову пристроїв для заливання та контролю рівня масла.

Таблиця 3.1 – Результати вимірювань габаритних і приєднувальних розмірів

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

Таблиця 3.2 – Результати вимірювань і розрахунків параметрів зубчастих передач

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

Контрольні питання

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

Література

1. Решетов Д. Н. Детали машин : учеб. для студентов машиностроительных и механических специальностей вузов / Д. Н. Решетов – [4-е изд., перераб. и доп.]. – М. : Машиностроение, 1989. – 496 с.
2. Чернілевський Д. В. Технічна механіка. кн. 4. Деталі машин : підручник / Чернілевський Д. В., Павленко В. С., Любін М. В. ; за ред. Д. В. Чернілевського. – К. : НМК ВО, 1992. – 360 с.
3. Анурьев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя : в 3-х томах. / В. И. Анурьев ; под ред. И. Н. Жестковой. – [8-е изд., перераб. и доп.]. – М. : Машиностроение, 2001 : Т. 2. – 864 с.
4. Обертюх Р. Р. Ущільнення та мащення вузлів тертя машин / Р. Р. Обертюх, Р. Д. Іскович-Лотоцький. – Київ : ІСДО, 1994. – 168 с.

Лабораторна робота № 4

ВИВЧЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ ЧЕРВ'ЯЧНОГО РЕДУКТОРА

4.1 Мета роботи

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

4.2 Теоретичні відомості

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

Одноступеневі черв'ячні редуктори можуть виготовлятися за нижчеказаними схемами:

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

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

кання мастила, що змушує ускладнювати конструкцію ущільнень вала черв'яка.

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

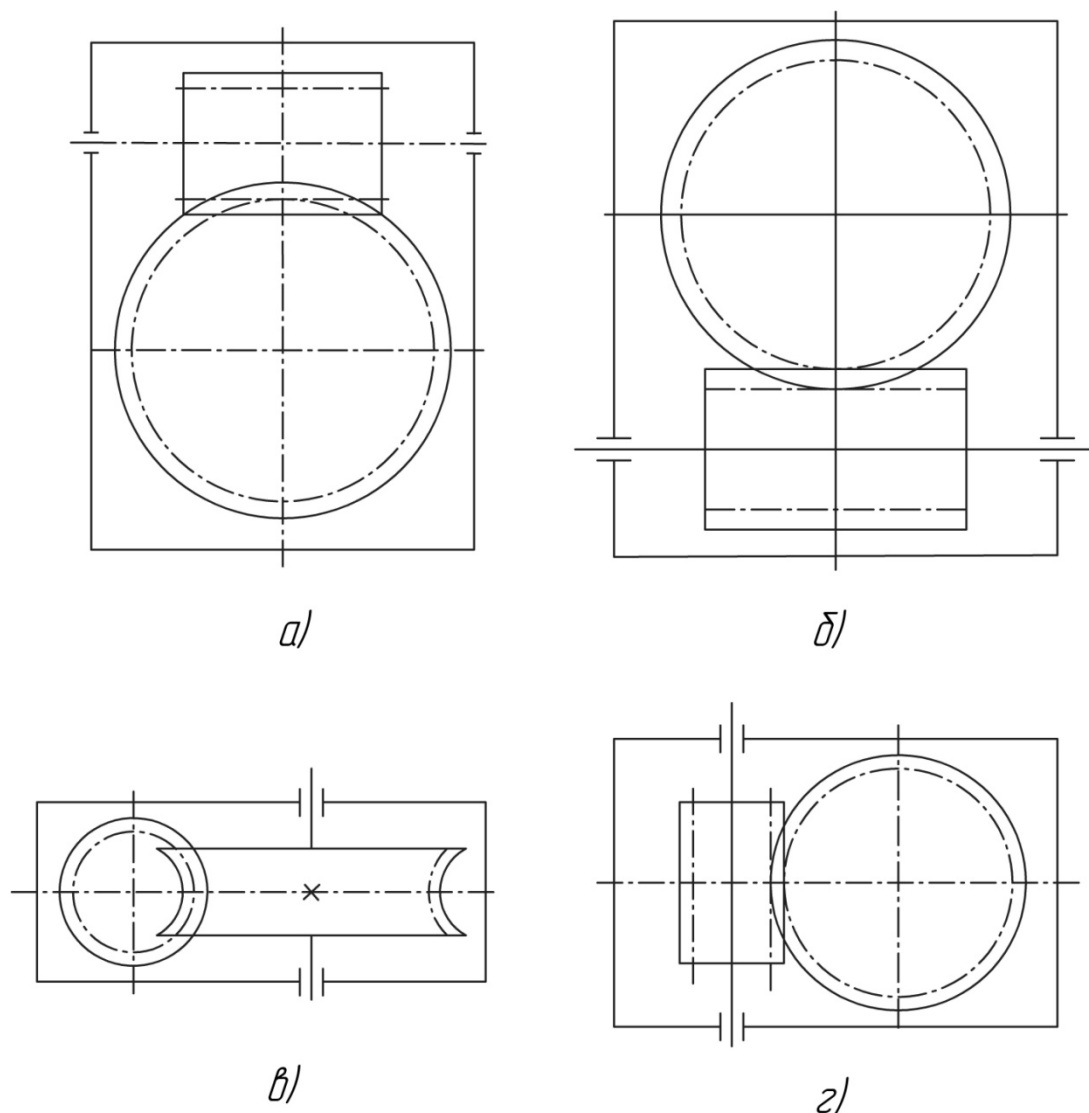


Рисунок 4.1 – Принципові схеми черв'ячних редукторів

Черв'як виготовляють з легованої сталі. Черв'ячні колеса, з метою економії кольорових сплавів, виконують збірними – зубчастий вінець з антифрикційного матеріалу (олов'янисті та безолов'янисті бронзи), а центр сталевий або чавунний. Повністю з антифрикційного матеріалу виготовляють черв'ячні колеса малих розмірів ($d_{a2} = 100...120$ мм [2]). При швидкості ковзання $V_s < 2$ м/с в ручних приводах черв'ячні колеса можуть ви-

готовляться з сірого або модифікованого чавуну [3]. Застосовують такі типи конструкції бандажованих черв'ячних коліс.

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

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

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

Вали черв'ячних коліс та черв'яки встановлюють, як правило, на радіально-упорних підшипниках кочення. Підшипники вала колеса розміщують за схемою «в розпір» (рис. 4.3). За такою ж схемою встановлюють підшипники черв'яків з невеликою відстанню L між опорами ($L \leq bd$, де d – діаметр вала в місці посадки підшипника) та тепловою напруженістю. У черв'яків з великою відстанню між опорами ($L > (6...8)d$) і таких, що працюють в напруженому тепловому режимі, підшипники встановлюють за універсальною схемою, одна опора якої – плаваючий радіальний підшипник, а друга (фіксувальна) складається з двох радіально-упорних підшипників або одного такого ж типу здвоєного, що сприймають осьові зусилля в обох напрямках (див. рис. 4.1).

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

Наявність зазорів в підшипниках забезпечує легке обертання вала, а відсутність їх збільшує опір обертанню. Регулювання радіально-упорних підшипників з конічними роликками направлено на отримання оптимального зазору між роликками і кільцями. Величина вказаного зазору нормована і називається осьовим ходом – величина переміщення черв'яка в осьову напрямку за добре підтягнутих кришок підшипників. Регулювання

здійснюється в більшості випадків за допомогою наборів прокладок, що встановлюються під фланці кришок підшипників. З цією метою використовуються набори тонких металевих прокладок різної товщини.

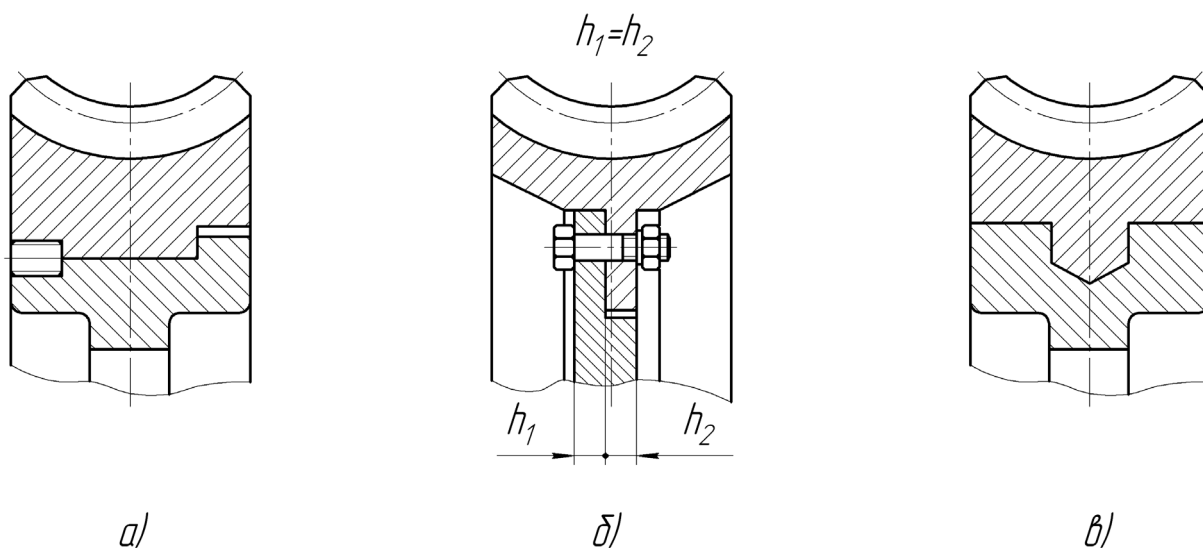


Рисунок 4.2 – Типові конструкції бандажованих черв'ячних коліс

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

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

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

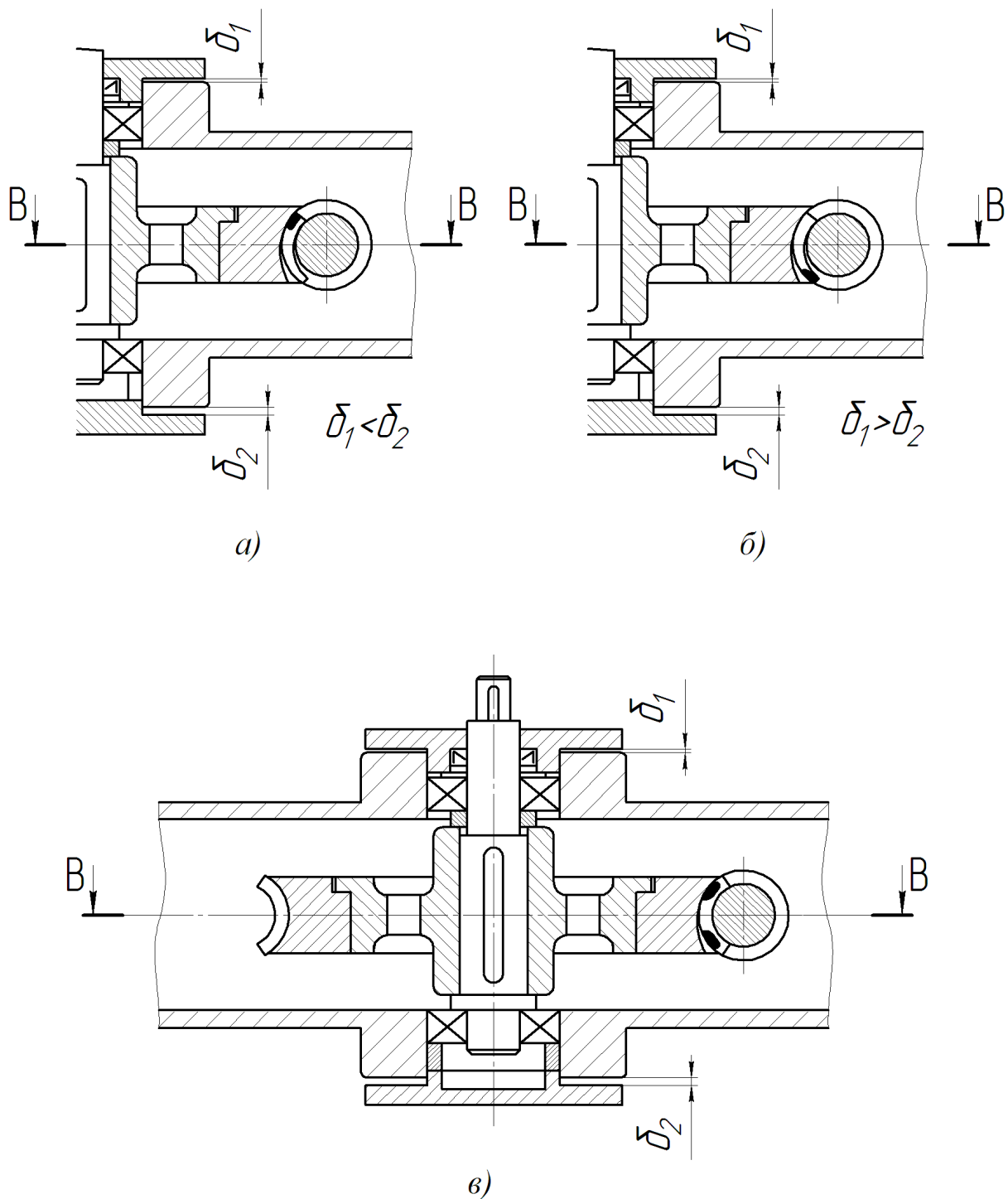


Рисунок 4.3 – Регулювання черв'ячного зачеплення

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

З метою зменшення номенклатури різального інструменту, технологічними умовами та особливостями енерговитрат в черв'ячних передачах, стандартом передбачені черв'яки з числом заходів $z_1 = 1; 2; 4$. Мінімальні числа зубців черв'ячних коліс в допоміжних кінематичних передачах за $z_1 = 1$ приймають $z_{2min} = 17...18$, в силових передачах $z_{min} = 26...28$ [1]. Оп-

тимальне значення для силових передач $z_{2onm} = 32...63$ (не більше 80). В окремих випадках (приводи великих столів, наприклад, металорізальних верстатів) z_2 може доходити до 200...1000.

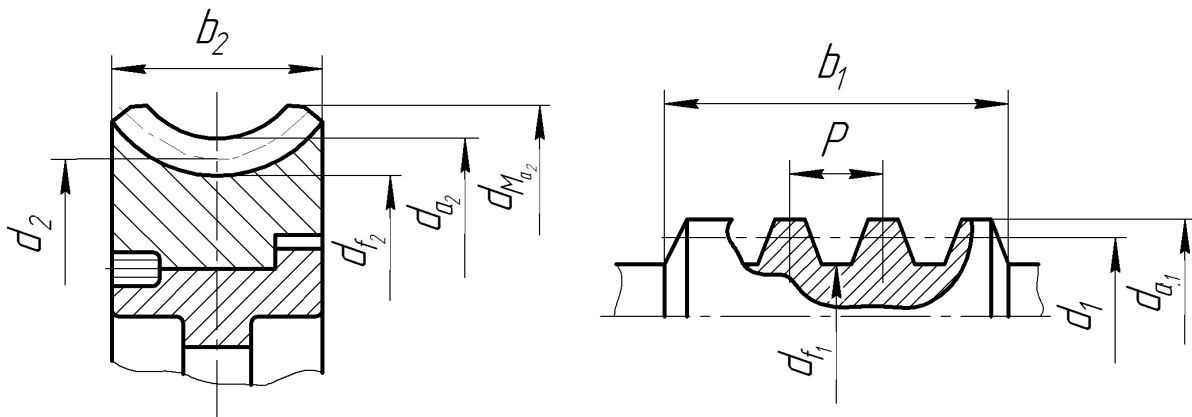


Рисунок 4.4 – Основні геометричні параметри черв'яка та черв'ячного колеса (мм): d_{a_1} – діаметр вершин черв'яка; d_1 – ділительний діаметр черв'яка; d_{f_1} – діаметр западин черв'яка; d_{a_2} – діаметр вершин черв'ячного колеса; d_2 – ділительний діаметр черв'ячного колеса; d_{f_2} – діаметр западин черв'ячного колеса; $d_{M_{a_2}}$ – найбільший діаметр черв'ячного колеса; b_1 – довжина нарізної частини черв'яка; b_2 – ширина вінця колеса; p – осьовий крок черв'яка

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

4.3.1 Черв'ячні редуктори різних схем.

4.3.2 Штангенциркулі, металеві лінійки, гайкові ключі, викрутки.

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

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

На рис. 4.5 зображена конструкція черв'ячного редуктора з нижнім розташуванням черв'яка. Редуктор складається з корпусу 1 та скріпленої з ним болтами 2 кришки 3. В корпусі 1 розміщений вал-черв'як 4, опори якого (кулькові підшипники) встановлені за універсальною схемою. Права опора – плаваючий радіальний кульковий підшипник 5, внутрішнє кільце якого жорстко фіксується на валу, а зовнішнє в осьовому напрямі не кріпиться («плаває»). Ліва опора (фіксувальна) черв'яка складається з двох радіально-упорних кулькових підшипників 6, 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 стакана 7 та кільцями 8. Відбійні диски 9 (крильчатки) захищають підшипники черв'яка від надмірного надходження мастила.

Для збільшення тепловіддачі корпусу 1 на його поверхні утворені ребра, а на допоміжному вихідному кінці вала-черв'яка 4 встановлений вентилятор 10, закритий захисним кожухом 11. Ущільнення вала-черв'яка 4 виконуються манжетами 12, розміщеними в розточках кришок 13 та 24.

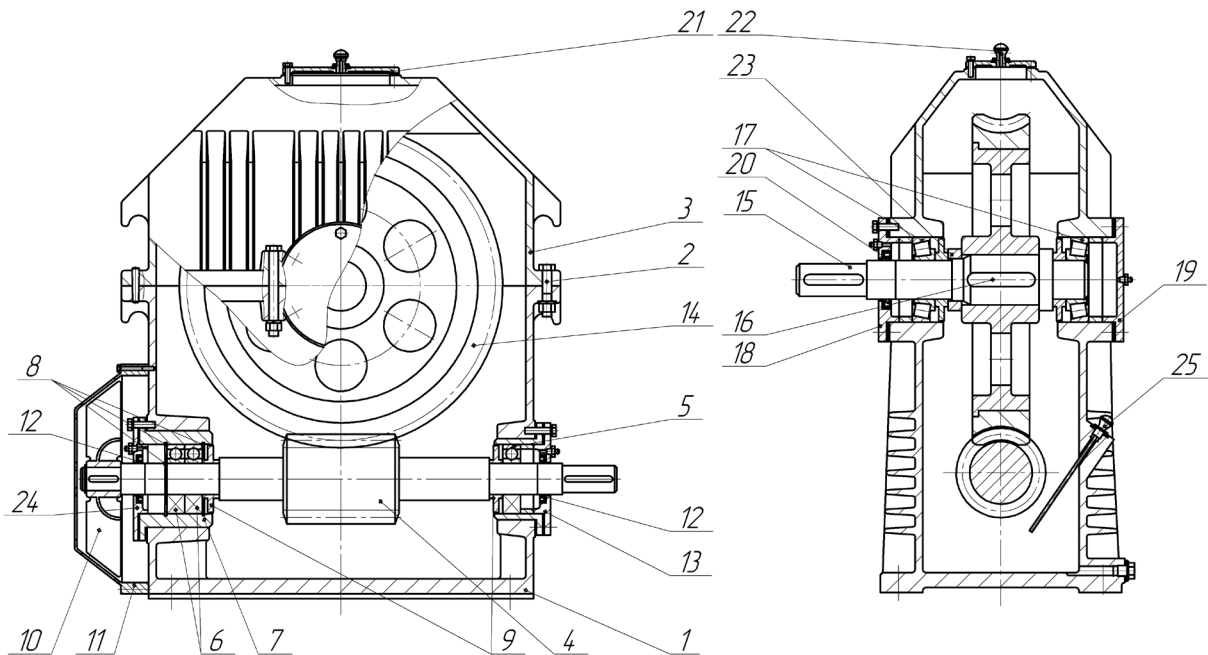


Рисунок 4.5 – Конструкція черв'ячного редуктора з нижнім розташуванням черв'яка

Черв'ячне колесо 14 розміщується в спільній порожнині корпусу 1 та кришки 3 і з'єднується з вихідним валом 15 за допомогою шпонки 17. Вал 15 встановлюється на конічних радіально-упорних роликотпідшипниках 17, розташованих за схемою «в розпірку» в спільних розточках кришки 3 та корпусу 1. Осьові зазори в підшипниках 17 регулюються за допомогою наборів металевих прокладок, розміщених під фланцями кришок 18 і 19. Ущільнення вихідного вала 15 здійснюється манжетою 20. В кришці 3 зверху утворене оглядове вікно, яке закривається кришкою 21, в яку вмонтована віддушина 22. Через оглядове вікно контролюють розмір плями контакту між зубцями колеса та витками черв'яка під час регулювання передачі, а віддушина служить для вирівнювання тиску повітря усередині редуктора відносно зовнішнього середовища.

Черв'ячне зачеплення регулюють за допомогою точно підібраного лінійного розміру втулки 23 під час складання редуктора. Рівень мастила контролюється за допомогою щупа 25.

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

4.5 Порядок виконання

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

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

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

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

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

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

4.5.7 Скласти редуктор.

4.5.8 Підготувати звіт з лабораторної роботи.

4.6 Зміст звіту

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

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

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

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

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

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

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

4.6.8 Навести короткий опис конструкції корпусу та процесу складання редуктора.

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

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

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

4.6.12 Дати короткий опис способу охолодження передач.

4.6.13 Описати будову віддушини та її призначення.

Таблиця 4.1

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

Таблиця 4.2

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

Таблиця 4.3

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

Контрольні питання

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

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

Література

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

Лабораторна робота № 5

ВИВЧЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ ТА ХАРАКТЕРИСТИК ПІДШИПНИКІВ КОЧЕННЯ

5.1 Мета роботи

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

5.2 Теоретичні відомості

5.2.1 Класифікація підшипників кочення

Підшипники кочення класифікуються за такими ознаками:

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

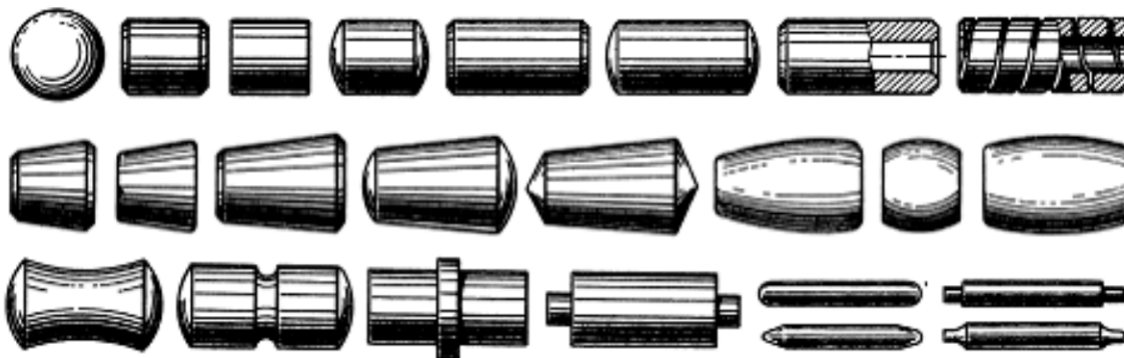


Рисунок 5.1 – Форми тіл кочення

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

5.2.2 Система умовних позначень підшипників

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

5.2.3 Основне умовне позначення силових підшипників

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

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

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

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

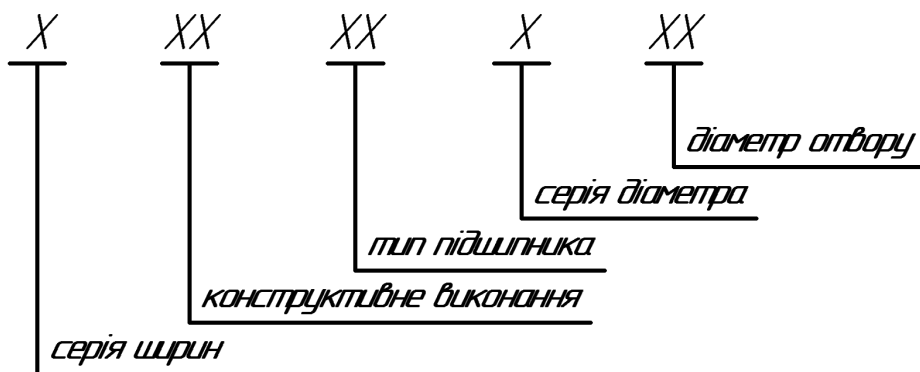


Рисунок 5.2 – Основне умовне позначення силових підшипників

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

Таблиця 5.1 – Відповідність між діаметрами отворів підшипників $d = 10$ мм, 12 мм, 15 мм і 17 мм і числами в їх умовному позначенні

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

5.2.4 Умовне позначення розмірних серій підшипників

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

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

5.2.5 Умовне позначення типів підшипників

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

Таблиця 5.2 – Умовне позначення типів підшипників

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

5.2.6 Умовне позначення конструктивного виконання підшипників

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

Наприклад, для кулькових радіальних підшипників деякі цифри конструктивного виконання позначають: 5 – канавка на зовнішньому кільці для

установлюваної шайби; 6, 8 – підшипники, відповідно, з одною та двома захисними шайбами, що запобігають витіканню з підшипника мастильного матеріалу та, деякою мірою, від проникнення пилу в його порожнину; 16, 18 – підшипники з більш ефективними ущільненнями, що містять набір металевих шайб та мембранного полотна або шайби, криті гумою методом вулканізації, відповідно з одного та двох боків підшипника.

5.2.7 Знаки, що позначають додаткові вимоги

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

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

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

Приклад: Розшифрувати умовне позначення підшипника

А 7 5 – 3180206 Е Т2 С2

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

Цифри та літери ліворуч, що відокремлені знаком тире від основного умовного позначення підшипника: 5 – клас точності; 7 – радіальний зазор за групою 7; А – категорія підшипника. Цифри та літери праворуч від основного умовного позначення: Е – сепаратор з пластичного матеріалу; Т2 – температура відпуску кілець 250 °С; С2 – мащення мастилом ЦІАТІМ-221.

5.3 Коротка характеристика найбільш поширених типів підшипників кочення

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

Підшипники кулькові радіальні дворядні сферичні («самовстановні») типу 1000 (рис. 5.3, б) призначені для сприйняття радіальних навантажень, але можуть одночасно сприймати і двобічне осьове навантаження, що складає до 20% невикористаного допустимого радіального навантаження. Внутрішня поверхня зовнішнього кільця (бігова доріжка) виконана сферичною, що забезпечує нормальну роботу підшипників за перекосом осі внутрішнього кільця до 3° відносно зовнішнього. За гойдального руху сферичні підшипники працюють краще, ніж радіальні однорядні. У випадку встановлення в одній опорі двох підшипників такого типу вони не можуть «самовстановлюватись». Підшипники роликові радіальні з короткими циліндричними роликами типу 2000 (рис. 5.3, в) призначені для сприйняття значних радіальних навантажень; їх вантажопідіймальність вища, ніж в однорядних кулькових підшипниках однакових розмірів в середньому на 70...90%.

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

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

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

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

Роликопідшипники голчасті (рис. 5.3, д) типу 4000 мають максимальну радіальну вантажопідіймальність 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 і неспіввісності посадкових місць.

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

Підшипники кулькові радіально-упорні типу 6000 (рис. 5.3, е) призначені для сприйняття радіального й однобічного осьового навантаження. Один з бортів зовнішнього або внутрішнього кільця зрізаний майже повністю, що дозволяє закладати у підшипник на 45% більше кульок одного діаметра, ніж у звичайний радіальний. Здатність підшипника сприймати осьове навантаження визначається кутом контакту α , що дорівнює куту між лінією дії результативної сили та тілом кочення і площиною перпендикулярною до осі підшипника. Зі збільшенням α осьова вантажопідіймальність зростає за рахунок зменшення радіальної. Промисловість виготовляє більше 20 конструктивних різновидів таких підшипників, що застосовують в шпинделях металорізальних та деревообробних верстатів, в малих електродвигунах, центрифугах, черв'ячних редукторах, приладах тощо.

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

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

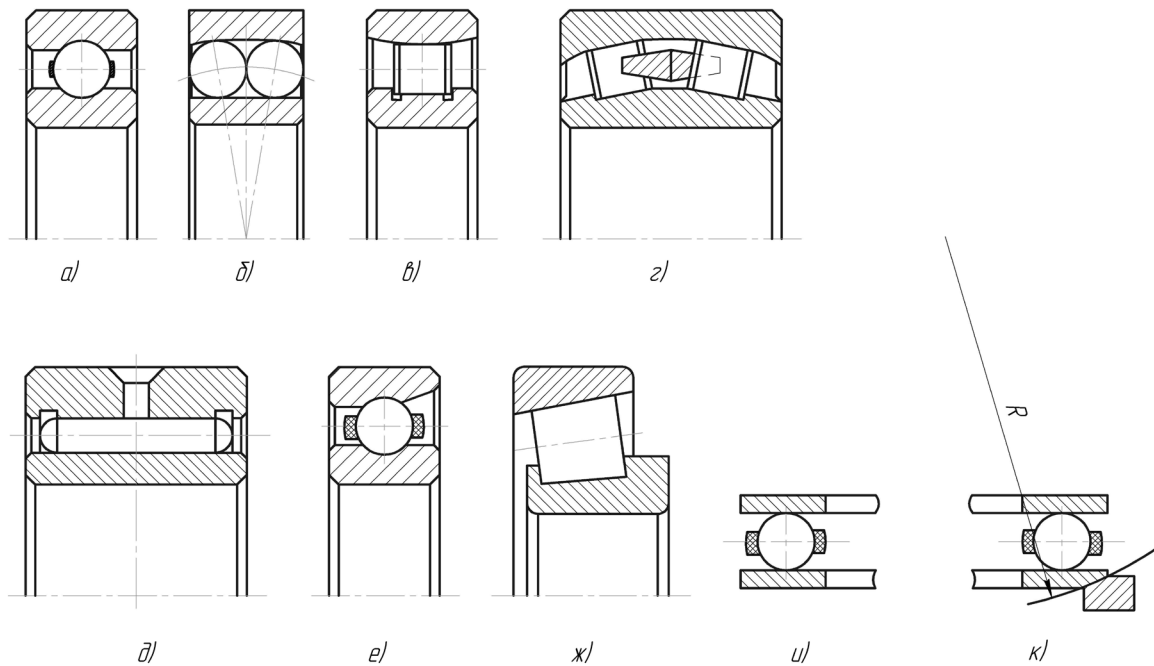


Рисунок 5.3 – Конструкція підшипників кочення

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

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

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

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

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

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

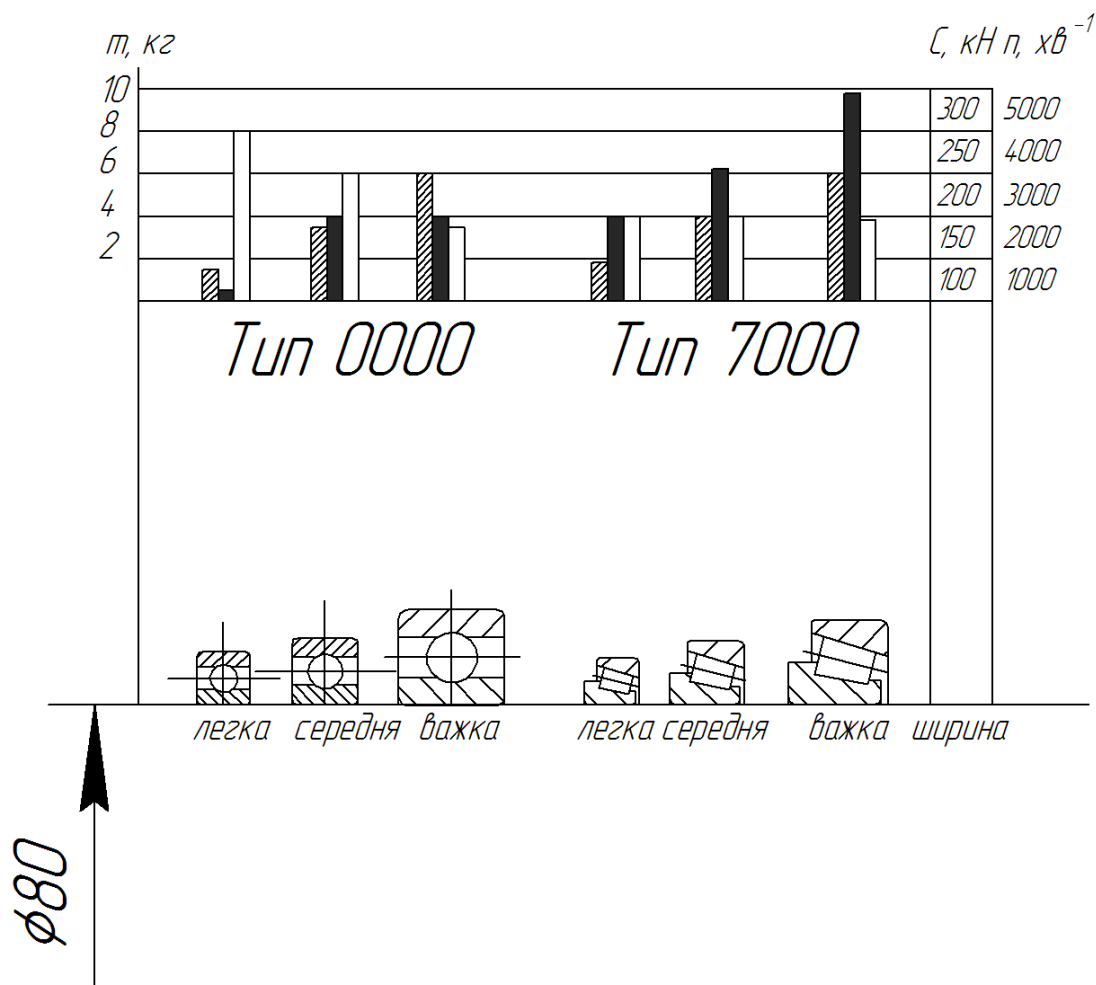


Рисунок 5.4 – Порівняльні характеристики підшипників типу 0000 та 7000 з діаметром отвору $d = 80$ мм

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

5.4 Описання та характеристика найбільш поширених типів підшипників

5.4.1 Кульковий радіальний однорядний підшипник

Основний тип 0000. Призначений, в основному, для сприйняття радіальних навантажень (рис. 5.5, а, б). Вантажопідіймальність їх нижча, ніж у роликових підшипників таких же розмірів. Конструктивні різновидності: 1) з двома захисними шайбами (тип 80000) – заповнюються пластичним матеріалом на заводі виробника; 2) з канавками для введення кульок без сепаратора (тип 900000) – мають більшу радіальну вантажопідіймальність, ніж підшипники основного типу. Для сприйняття осьових навантажень не застосовуються, а також відрізняються підвищеним моментом тертя і, відповідно, меншою швидкохідністю.

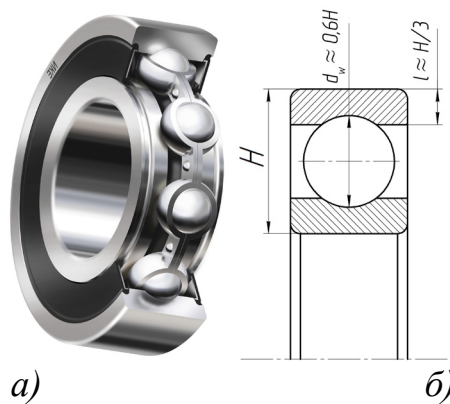


Рисунок 5.5 – Кульковий однорядний підшипник

5.4.2 Кульковий радіальний дворядний сферичний підшипник

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

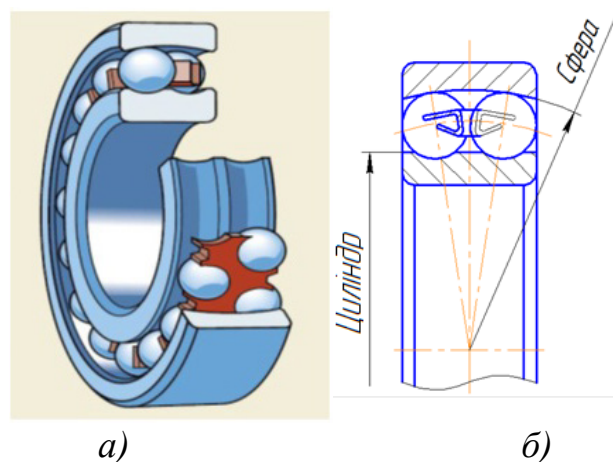


Рисунок 5.6 – Кульковий радіальний дворядний сферичний підшипник

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

5.4.3 Роликовий радіальний однорядний підшипник з короткими циліндричними роликами

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

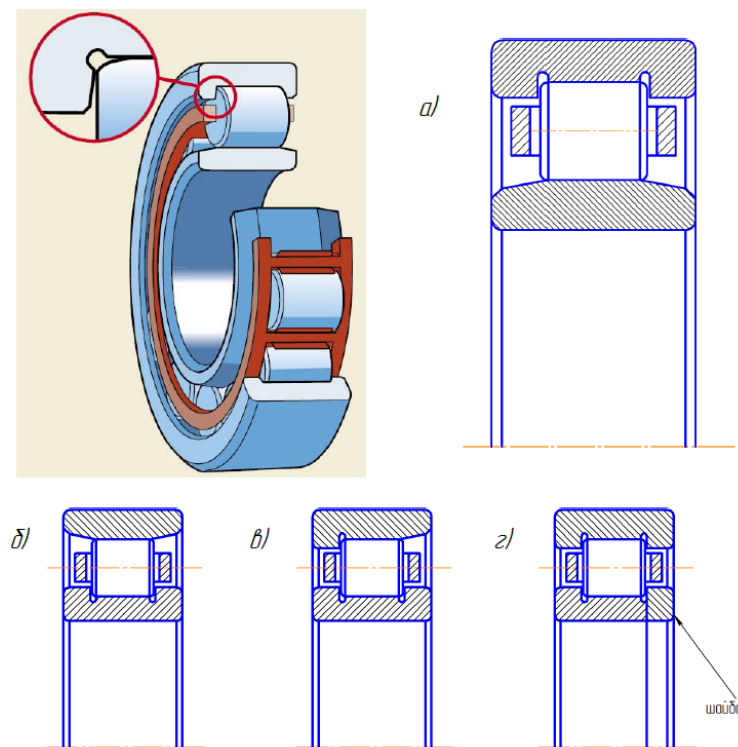


Рисунок 5.7 – Роликовий радіальний однорядний підшипник з короткими циліндричними роликами

5.4.4 Роликовий радіальний однорядний підшипник з довгими циліндричними роликами

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

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



Рисунок 5.8 – Роликовий радіальний однорядний підшипник з довгими циліндричними роликами

5.4.5 Роликовий радіальний дворядний сферичний підшипник

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

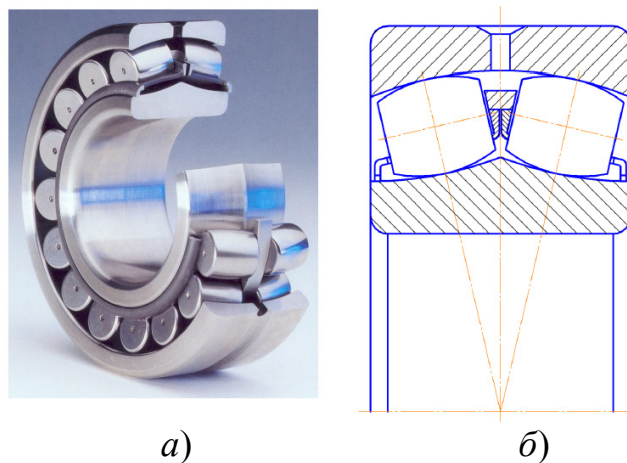


Рисунок 5.9 – Роликовий радіальний дворядний сферичний підшипник

5.4.6 Кульковий радіально-упорний однорядний підшипник

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

5.4.7 Кульковий підшипник з чотири- або триточковим контактом

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

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

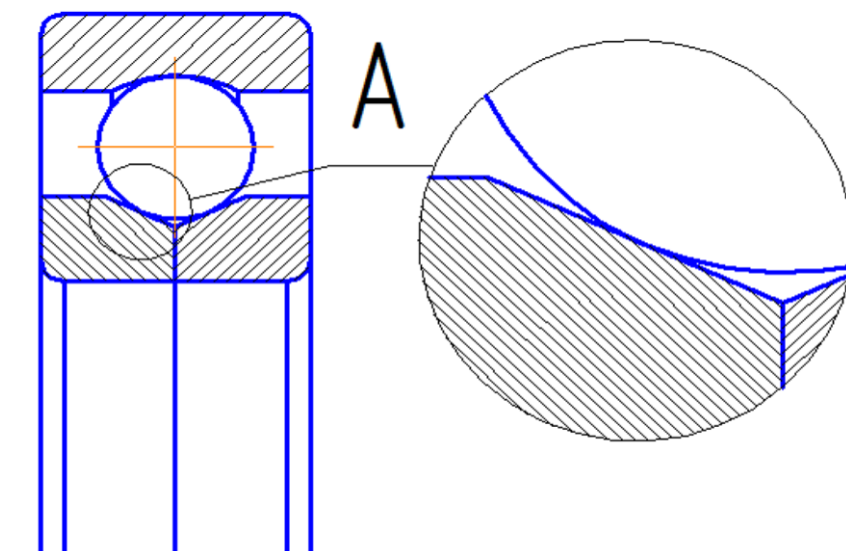


Рисунок 5.10 – Кульковий підшипник з чотири- або триточковим контактом

5.4.8 Роликовий радіально-упорний конічний підшипник

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

підшипника (див. рис. 5.5), що обумовлює їх широке застосування в машинобудуванні. Кут контакту в цих підшипниках $\alpha = 10^\circ \dots 16^\circ$, іноді $\alpha = 25^\circ \dots 30^\circ$, а кут конуса роликів становить $1,5^\circ \dots 2^\circ$.

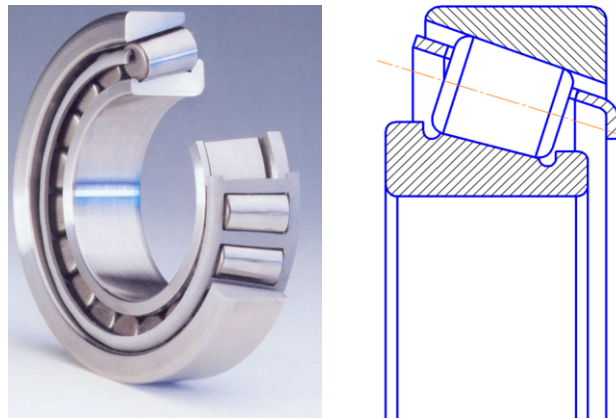


Рисунок 5.11 – Роликовий радіально-упорний конічний підшипник

5.4.9 Кульковий упорний підшипник

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

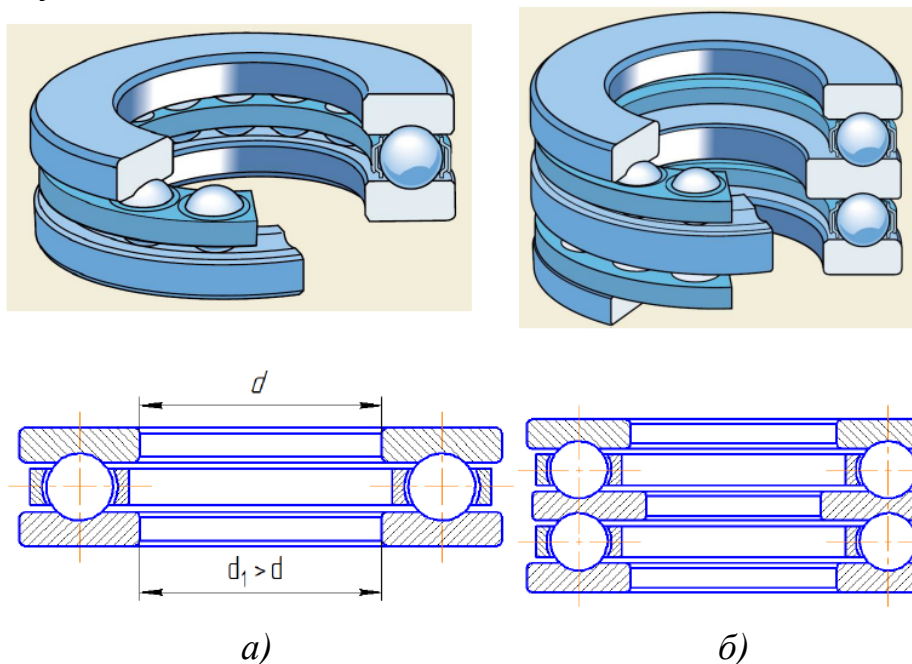


Рисунок 5.12 – Кульковий упорний підшипник

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

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

5.6 Порядок виконання

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

5.7 Зміст звіту

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

Контрольні питання

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

11. Класифікація підшипників кочення, їх переваги і недоліки в порівнянні з підшипниками ковзання (додаток Б).

Література

1. Павленко В. С. Выбор подшипников качения по статической и динамической грузоподъемности : учеб. пособие для вузов / В. С. Павленко – Киев : Вища школа, 1980. – 80 с.

2. Перель И. Я. Подшипники качения: расчет, проектирование и обслуживание опор : справочник / И. Я. Перель, Л. А. Филатов – [2-е изд., перераб. и доп.]. – М. : Машиностроение, 1992. – 608 с.

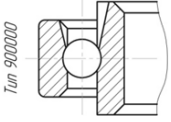
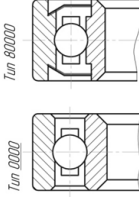
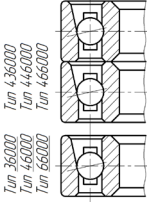
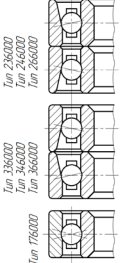
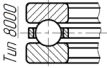
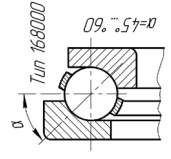
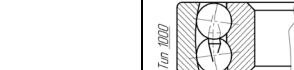
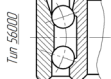
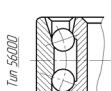

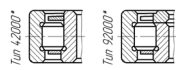
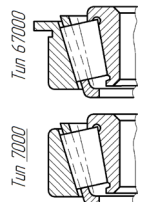
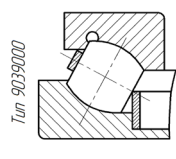
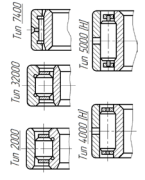
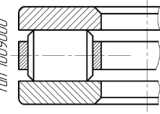
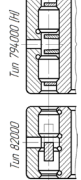
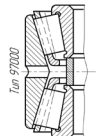
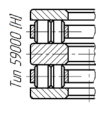

3. Нарыжкина В. Н. Подшипники качения: справочник-каталог / В. Н. Нарыжкина ; под ред. В. Н. Нарыжиной и Р. В. Коросташевського. – М. : Машиностроение, 1984. – 280 с.

4. ГОСТ 3189-89. Подшипники шариковые и роликовые. Система условных обозначений. – Введ. 01.01.1991.

5. Павлице В. Т. Підшипники кочення: основні параметри, конструкції опор, змащування, ущільнення та розрахунки ресурсу / В. Т. Павлице – Львів : Національний університет «Львівська політехніка», «Інтелект-Захід», 2001. – 136 с.

Додаток Б

Класифікація підшипників кочення

| Підшипники | Радіальні | | Радіально-упорні | | Упорні | | Упорно-радіальні |
|--------------|---|--|--|--|--|---|--|
| | Сприймають тільки радіальні навантаження. Не забезпечують осьове фіксування вала. | Сприймають радіальне і обмежують осьове навантаження. Забезпечують осьове фіксування вала. | Сприймають як радіальне, так і осьове навантаження одного напрямку | Сприймають як радіальне, так і осьове навантаження в обох напрямках | Сприймають тільки осьове навантаження одного напрямку | Сприймають тільки осьове навантаження в обох напрямках | Сприймають осьове і дуже обмежене радіальне навантаження одного напрямку |
| Кулькові | Однорядні |  Тип 9000000 |  Тип 80000 |  Тип 36000 Тип 46000 Тип 66000 |  Тип 28000 Тип 26000 Тип 24000 Тип 19000 |  Тип 6000 |  Тип 168000 $0,9 \cdot d = D$ |
| | | Дворядні і подвійні |  Тип 1000 |  Тип 56000 |  Тип 38000 | | |
| | Самостановні |  Тип 1000 | | | | | |
| | Дворядні сферичні |  Тип 42000* Тип 92000* |  Тип 7000 Тип 67000 | | | |  Тип 9039000 |
| Роликові | Однорядні |  Тип 2000 Тип 32000 Тип 2500 Тип 4000 HI Тип 5000 HI | | | |  Тип 1009000 | |
| | Дворядні і подвійні |  Тип 62000 Тип 794000 HI |  Тип 57000 | | |  Тип 59000 HI | |
| Самостановні | Дворядні сферичні |  Тип 3000 | | | | | Класифікація підшипників кочення |

Примітки:
 1. Підкреслені умови позначення основних типів підшипників даної групи.
 2. Знаком [HI] відмічені нестандартні підшипники.
 3. Підшипники, відмічені зіркою, можуть сприймати лише незначні осьові навантаження

Лабораторна робота № 6

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

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

6.2 Теоретичні відомості

6.2.1 Класифікація та матеріали валів

Вали передач – це деталі, призначені для передачі обертового моменту в осьовому напрямку і підтримання деталей машин, що обертаються. В передачах використовують прямі вали у формі тіл обертання. Опорами валів є підшипники. Передача обертового 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 висуваються високі вимоги з точності виготовлення, міцності, жорсткості, стійкості та коливань (вібростійкості).

Класифікують вали [1–5] за нижчевказаними ознаками:

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

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

3) *за формою геометричної осі* вали поділяють на прямі (рис. 6.1), із «ломаною» віссю – колінчасті вали (рис. 6.2) та криволінійною віссю –

гнучкі вали (рис. 6.3) В поперечному перерізі форма вала може бути круглою, шліцевою або профільною;

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

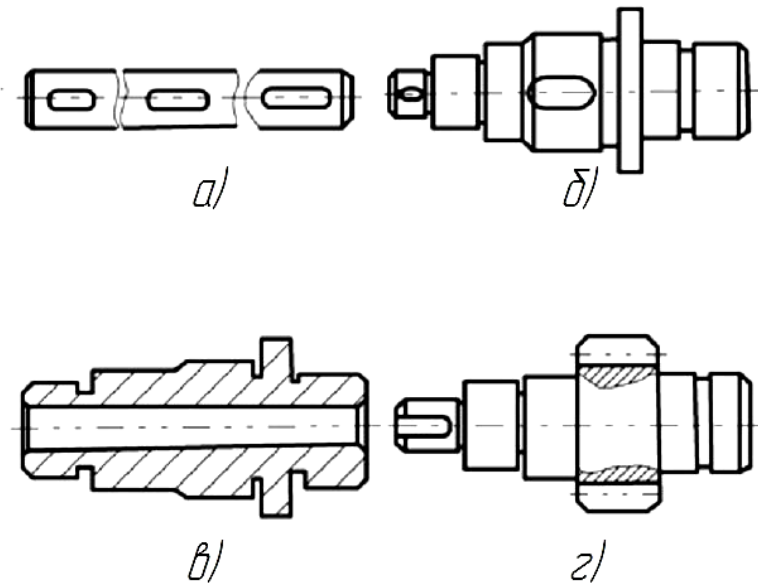


Рисунок 6.1 – Прямі вали

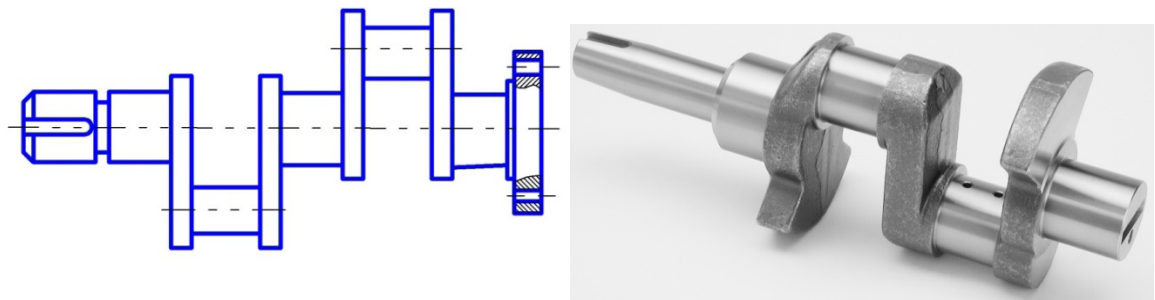


Рисунок 6.2 – Колінчастий вал

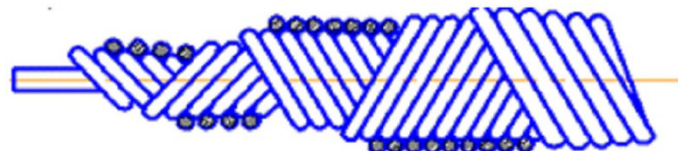


Рисунок 6.3 – Гнучкий вал

Для виготовлення валів в основному використовують конструкційні вуглецеві та леговані сталі марок 20, 30, 40, 45, 40Х, 40ХН, 18Х2Н4А, 40Х2НМА, 30ХГТ, 30ХГСА та інші [1–5]. Вали 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 виготовляють із цементованих сталей 20Х, 12ХН3А, 12Х2Н4А, 18ХГТ або азотованих сталей типу 38Х2МЮА та ін. [6, 2]. Вали передач з жорсткими вимогами щодо маси (літальні апарати) виготовляють із титанових сплавів марок ВТ3-1, ВТ6, ВТ9 або інших міцних кольорових сплавів.

6.3 Конструктивні елементи валів та осей

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

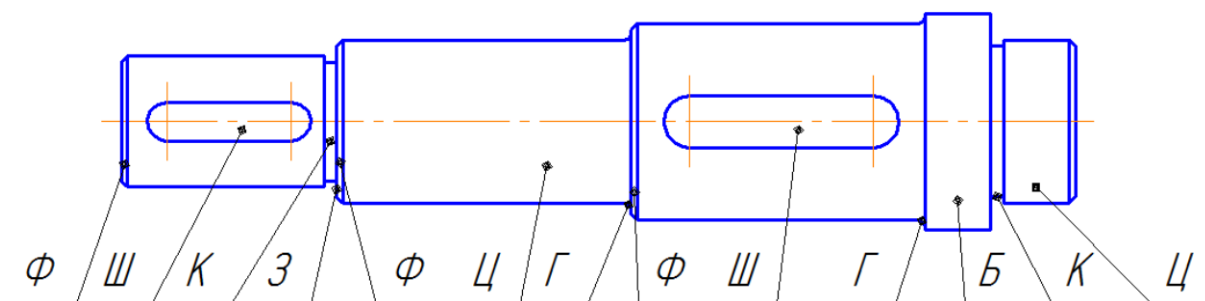


Рисунок 6.4 – Конструктивні елементи валів та осей

Означення конструктивних елементів валів та осей:

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

роблення поверхні меншого діаметра, виходу різнарізного інструмента. Ці канавки підвищують концентрацію напружень;

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

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

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

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

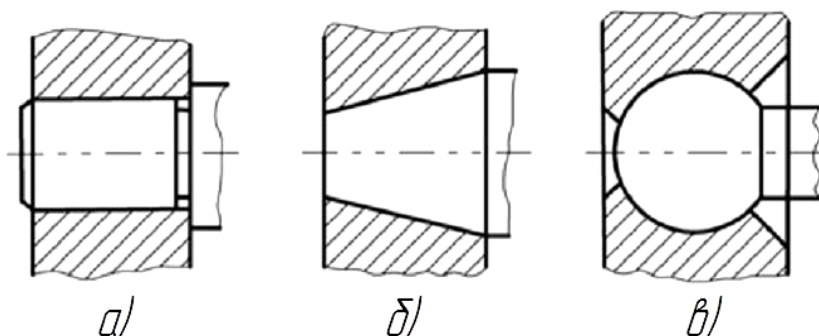


Рисунок 6.5 – Основні типи цапф під підшипник ковзання

6.4 Основи розрахунку валів на міцність та жорсткість

6.4.1 Розрахунок валів на міцність

За відомих зовнішніх навантажень вали розглядають як балки, шарнірно закріплені на двох жорстких опорах. Точки прикладання реакцій

опор визначаються типом підшипників, в яких установлюється вал (рис. 6.6, а, б, в, г, д, е) [1–5].

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

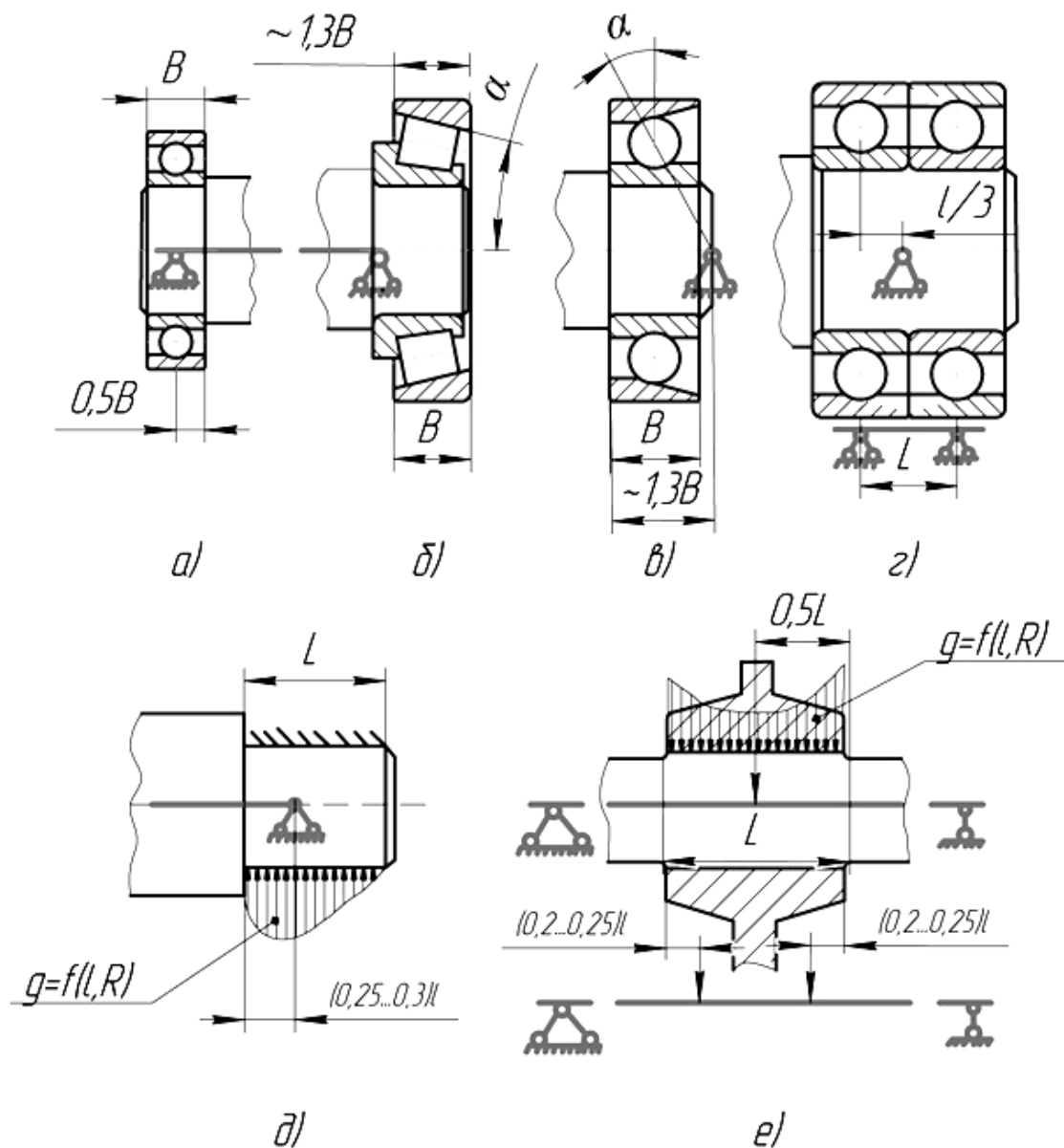


Рисунок 6.6 – Розташування розрахункових точок опор

Вали розраховують на статичну та втомну міцності, жорсткість і вібростійкість. Розрахунки на міцність є основними для валів приводів з механічними передачами. Ці розрахунки виконують в три етапи. На першому етапі за відсутності даних про згинальні моменти виконують попередній розрахунок вала за відомим обертальним моментом T та заниженими значеннями допустимого напруження під час кручення (такі напруження, як правило, виникають в поперечних перерізах вихідних кінців валів) [1–5]:

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

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

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

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

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

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

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

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

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

$$\sigma_{екв} = \frac{1}{W_{32}} \sqrt{M_{32}^2 + (1...0,75)T^2} \leq [\sigma_{32}] \quad (6.3)$$

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

Під час виконання проектного розрахунку вала на статичну міцність приймають $\sigma_{екв} = [\sigma_{32}]$ і після нескладних перетворень залежності (6.3) визначають діаметр вала в небезпечному перерізі:

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

де d – в мм; $[\sigma_{32}]$ – в МПа; $M_{32} = \sqrt{M_{32}^2 + (1...0,75)T^2}$ – зведений момент, Н·м. Якщо форма поперечного перерізу вала відрізняється від круглої, то в розрахункові формули для W_{32} необхідно внести відповідні корективи [4]. Формула (6.4) може бути використана для перевірного розрахунку за умови $d \leq d_k$, де d_k – діаметр вала в небезпечному перерізі, отриманий під час розроблення конструкції вала на другому етапі розрахунку.

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

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

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

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

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

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

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

6.4.2 Розрахунок валів на жорсткість

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

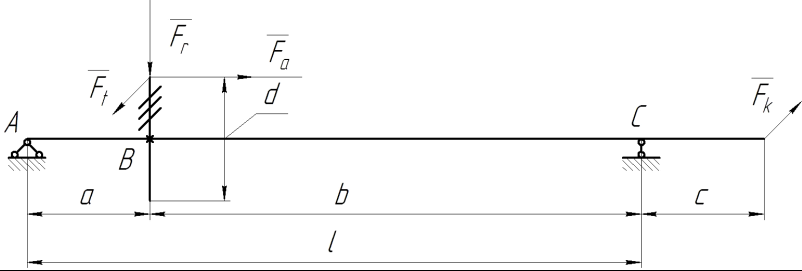
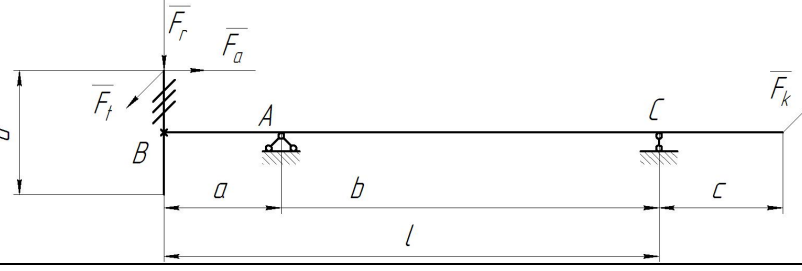
Пружні переміщення валів зубчастих і черв'ячних передач спричиняють взаємний перекид коліс і концентрацію навантаження по довжині контактних ліній, а також розсування осей, яке несприятливе для кругогвинтових передач (передачі Новікова), а в евольвентних передачах приводить до деякого зменшення тривалості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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

6.5 Порядок виконання роботи

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

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

6.5.1.2 Штангенциркулі та металеві лінійки.

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

6.5.2 Послідовність виконання роботи

6.5.2.1 Уважно ознайомитися з 1–6 розділами методичних вказівок до лабораторної роботи № 6.

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

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

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

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

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

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

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

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

$$M_{32} = \sqrt{M_{32}^2 - T^2}. \quad (6.13)$$

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

$$F_1 = M_{321} / \bar{l} \quad \text{та} \quad F_2 = M_{322} / \bar{l}, \quad (6.14)$$

де, після нескладних алгебраїчних перетворень, згинальні моменти M_{321} та M_{322} в небезпечному перерізі від сил F_1 і F_2 можна розрахувати за простими співвідношеннями:

$$M_{321} = 0,939 \cdot M_{32}; \quad M_{322} = 0,342 \cdot M_{32}; \quad (6.15)$$

$\bar{l} = l_1 \cdot l_2 / (l_1 + l_2)$; l_1 та l_2 – відповідно, відстані від точки прикладання сил F_1 і F_2 до точок прикладання реакцій в опорах вала; $M_{32} = \sqrt{M_{321}^2 + M_{322}^2}$ визначається за формулою (6.13).

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

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

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

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

де F_t в Н – задано викладачем з табл. 6.2;
 $d_o \approx d_a \cdot z / [\cos \beta (z / \cos \beta + 2)]$ – ділильний діаметр для коліс циліндричних зубчастих передач; $d_o \approx d_{a_1} \cdot z_1 / [tg \gamma (z_1 / tg \gamma + 2)]$ – ділильний діаметр черв'яка для черв'ячних передач; d_a , d_{a_1} – відповідно, діаметр вершин зубців шестерні та витків черв'яка, м; z , z_1 – відповідно, число зубців шестерні та заходів черв'яка; β та γ – відповідно, кут нахилу зубців колеса до твірної ділильного циліндра та кут підйому витків черв'яка, знаходяться вимірюванням, наприклад за відбитком на міліметровому папері.

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

1) для циліндричних передач:

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

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

2) для черв'ячних передач:

$$F_{r_1} \approx F_t \cdot tg \alpha / \sin \gamma; \quad (6.19)$$

$$F_{a_1} \approx F_t / tg \gamma; \quad (6.20)$$

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

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

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

6.6 Звіт з лабораторної роботи

6.6.1 Звіт повинен містити такі розділи:

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

Контрольні питання

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

Література

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

Лабораторна робота № 7

ВИЗНАЧЕННЯ КРИТИЧНОЇ ЧАСТОТИ ОБЕРТАННЯ ВАЛУ

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

7.2 Загальні та теоретичні відомості

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

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

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

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

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

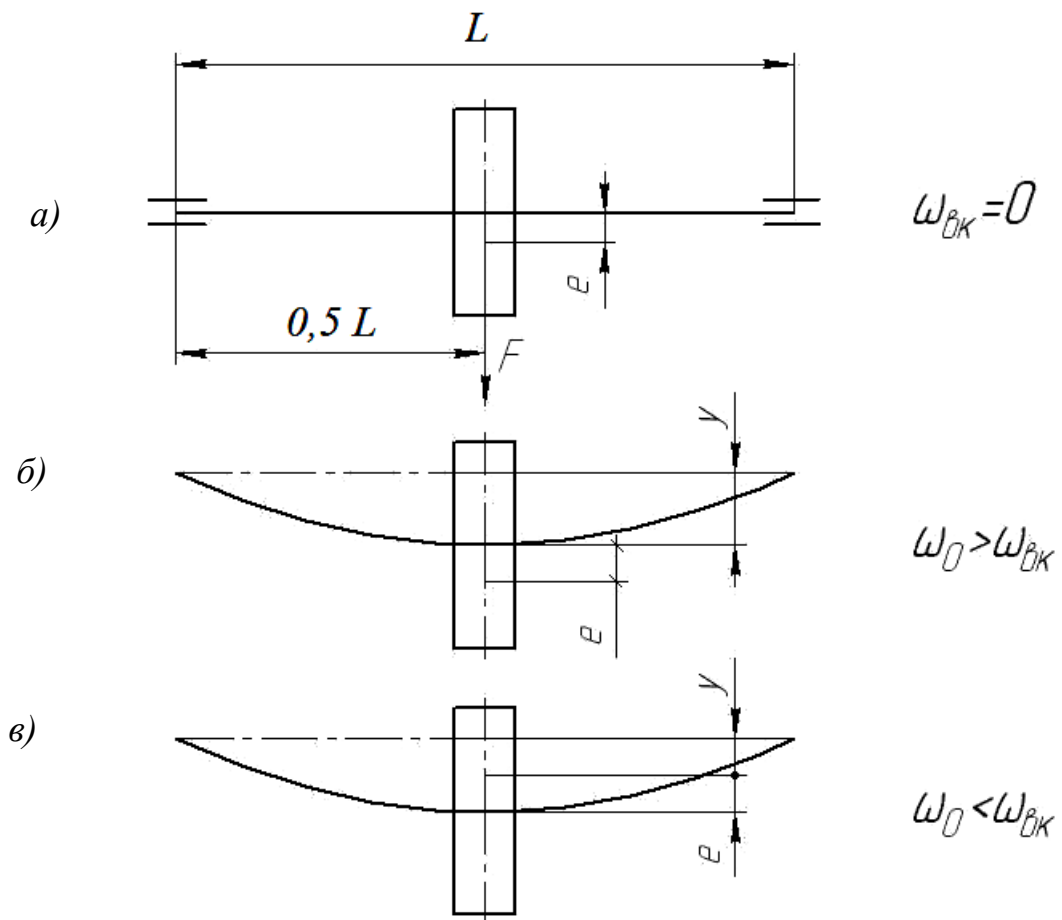


Рисунок 7.1 – Схема поперечних коливань системи вала (вал – диск масою m) за симетричного розташування диска між опорами вала

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

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

де

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

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

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

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

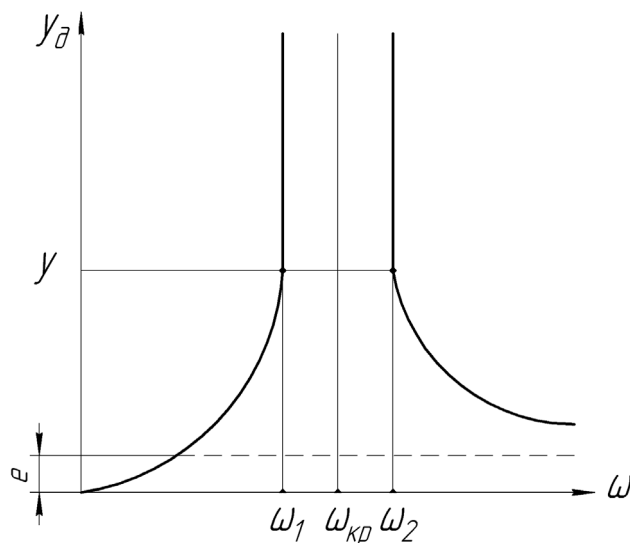


Рисунок 7.2 – Залежність прогину y у системі вала (див. рис. 7.1) від кутової швидкості $\omega_{вк}$

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

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

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

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

де y_{cm} – в метрах.

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

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

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

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

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

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

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

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

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

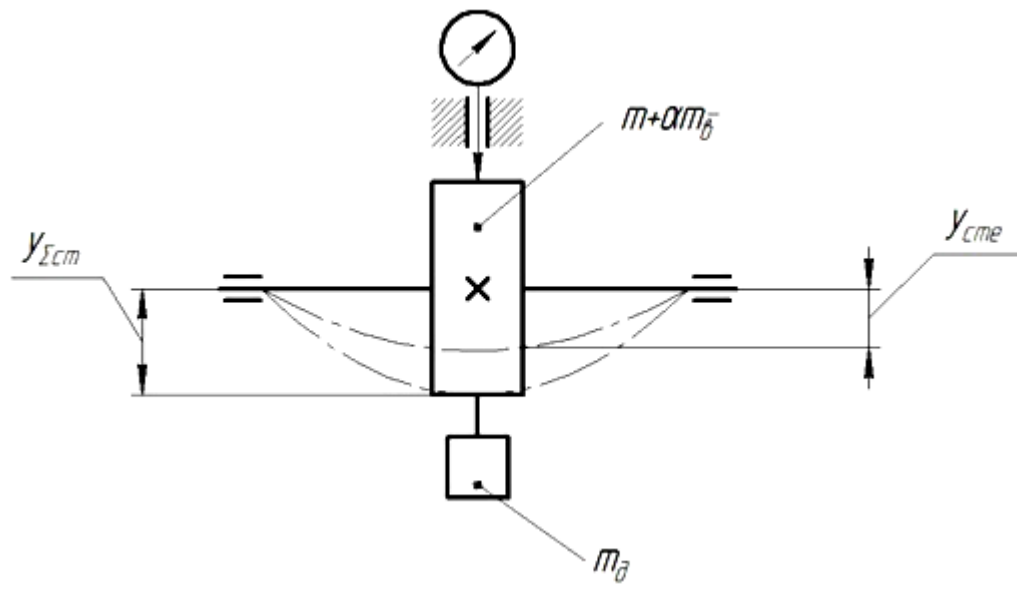
$$\lambda = \frac{y_{cm_e}}{(m + \alpha m_e)g} = \frac{y_{cm_e} + \Delta y_{cm}}{(m + \alpha m_e + m_d)g}, \quad (7.7)$$

звідки

$$y_{cm_e} = \Delta y_{cm} \cdot \frac{m + \alpha m_g}{m_d} = \Delta y_{cm} \cdot \frac{m + 0,5m_g}{m_d}. \quad (7.8)$$

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

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



m – маса диска; m_g – маса вала; $\alpha \approx 0,5$ – коефіцієнт, що враховує тільки ту частину маси (ваги) вала, що спричиняє його статичний прогин; m_d – додаткова маса, підвішена до диска; y_{cm} – статичний прогин вала під дією сили $(m + \alpha m_g)g$; $y_{\Sigma cm}$ – сумарний статичний прогин вала під дією сили $(m + \alpha m_g + m_d)g$.

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

7.3 Установка для експериментального дослідження

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

Установка складається з вала 1, діаметром 12 мм, на якому встановлено диск 2. Опорами вала є два сферичні кулькові підшипники, розміщені в кронштейні 3 та задній опорі 4. Вал 1 приводиться в обертання з частотою 3000 об/хв^{-1} через гнучку пружну муфту 5 універсальним колекторним двигуном 6 типу ВУЛ-062 потужністю 180 Вт. Через муфту 7 двигун приводить в обертання тахогенератор 8 марки ТГП-1, що використовується для вимірювання частоти обертання вала, яку можна регулювати. Обидві

муфти прикриті захисними кожухами 9 і 10. За допомогою цангового затискного пристрою диск 2 може фіксуватися на валу в потрібному положенні.

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

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

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

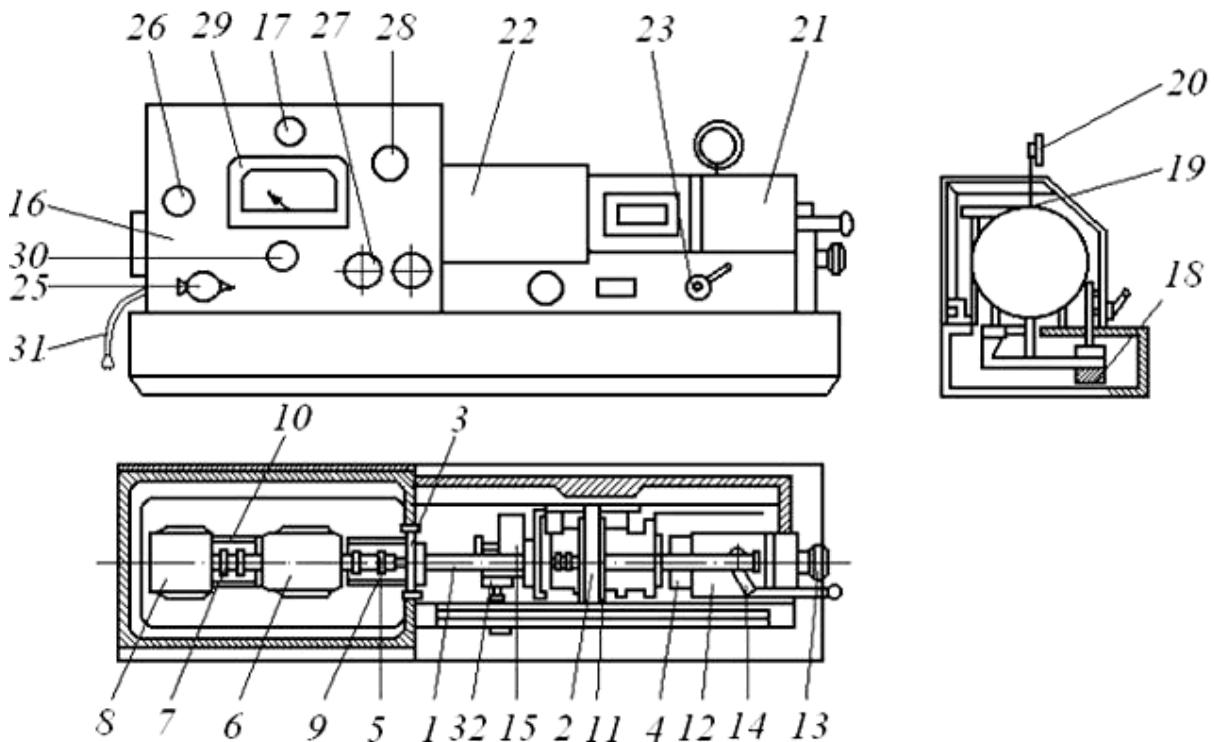


Рисунок 7.4 – Лабораторна установка ДМ-36 для експериментального дослідження поперечних (згинальних) коливань вала

Для експериментального визначення статичного прогину вала 1 установка оснащена підвіскою з вантажем 18 і стояком зі штангою 19, в якому кріпиться індикатор годинникового типу 20. Вал 1 з диском 2, задня опора 4 і обидва обмежувальних кронштейна 15 закриті рухомим кожухом 21 з прозорим вікном для спостереження за диском 2. Вал 1 між передньою

опорою і лівим обмежувачем прикритий нерухомим захисним кожухом 22, який затискається за допомогою рукоятки з прихоплювачем 23.

На установці є блокувальний пристрій, що складається з кулачка, пов'язаного з кожухом і мікроперемикачем. У правому або лівому положенні рухомого кожуха кулачок з'їжджає з мікроперемикача, розриваючи ланцюг живлення електродвигуна 6. Крім того, рухомий кожух стане в середнє робоче положення лише тоді, коли підвіска з вантажем 18 і штанга 19 з індикатором будуть виведені в неробочий стан. В іншому випадку кожух упереться в них і кулачок не натисне на мікроперемикач.

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

Технічна характеристика установки:

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

7.4 Порядок виконання роботи

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

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

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

статичного прогину y_{cm} підставити в метрах. Під час визначення навантаження врахувати сумарну вагу маси вала 1 та диска 2:
$$m_{\Sigma} = m + \alpha m_g = m + 0,5m_g.$$

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

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

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

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

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

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

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

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

7.5 Звіт з лабораторної роботи

У звіті з лабораторної роботи необхідно відобразити:

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

Контрольні питання

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

Література

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

Навчальне видання

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

ДЕТАЛІ МАШИН

Лабораторний практикум

Редактор В. Дружиніна

Оригінал-макет підготовлено Р. Обертюхом

Підписано до друку 12.07.2017 р.
Формат 29,7×42 ¼. Папір офсетний.
Гарнітура Times New Roman.
Ум. друк. арк. 5,18.
Наклад 50 (1-й запуск 1-20) пр. Зам. № 2017-283.

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