

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ТАВРІЙСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ АГРОТЕХНОЛОГІЧНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ ІМЕНІ ДМИТРА МОТОРНОГО**

О.О. ДЕРЕЗА, С.М. КОЛОМІЄЦЬ

ІНЖЕНЕРНА МЕХАНІКА (ДЕТАЛІ МАШИН)



**ПРАКТИКУМ
для підготовки здобувачів
ступеня вищої освіти
«Бакалавр»**

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ТАВРІЙСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ АГРОТЕХНОЛОГІЧНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ ІМЕНІ ДМИТРА МОТОРНОГО**

О.О. ДЕРЕЗА, С.М. КОЛОМІЄЦЬ

ПРАКТИКУМ
з дисципліни
ІНЖЕНЕРНА МЕХАНІКА (ДЕТАЛІ МАШИН)

**для підготовки здобувачів ступеня вищої освіти
«Бакалавр» зі спеціальності 122
«Комп'ютерні науки»**

Навчальне видання

Мелітополь
2020

УДК 62-23(076)

Д 36

*Рекомендовано методичною комісією
факультету енергетики і комп'ютерних технологій
Таврійського державного агротехнологічного університету
імені Дмитра Моторного
(протокол № 7 від «26» лютого 2020 р.)*

Укладачі:

О.О. Дереза, кандидат технічних наук, доцент кафедри технічної механіки та комп'ютерного проектування імені професора В.М. Найдиша Таврійського державного агротехнологічного університету імені Дмитра Моторного

С.М. Коломієць, кандидат технічних наук, доцент кафедри технічної механіки та комп'ютерного проектування імені професора В.М. Найдиша Таврійського державного агротехнологічного університету імені Дмитра Моторного

Рецензенти:

Є.О. Адоньєв – доктор технічних наук, декан Економіко-гуманітарного факультету Запорізького національного університету

Д.В. Лубко – кандидат технічних наук, доцент кафедри комп'ютерних наук Таврійського державного агротехнологічного університету імені Дмитра Моторного

О.О. Дереза

Д 36 Практикум з дисципліни «Інженерна механіка (ДМ)»: навчальне видання / О. О. Дереза, С. М. Коломієць. – Мелітополь: ТДАТУ, 2020. – 103 с.

У навчальному посібнику зібраний, систематизований та викладений теоретичний і методичний матеріал, який охоплює практичні питання дисципліни «Інженерна механіка (ДМ)». Наведені загальні поняття про конструкції деталей машин і механізмів та загальні питання проектування деталей машин з використанням традиційних розрахункових і сучасних засобів комп'ютерних програм. Практикум рекомендований для студентів навчальних закладів III і IV рівня акредитації для використання у навчальному процесі підготовки з дисципліни «Інженерна механіка (ДМ)».

УДК 62-23(076)

© О. О. Дереза, С. М. Коломієць

© ТДАТУ, 2020

ЗМІСТ

ПЕРЕДМОВА.....	4
Практичне заняття	
Кінематичний та силовий розрахунок привода	5
Практичне заняття	
Вибір матеріалів зубчастих коліс	16
Практичне заняття	
Розрахунок зубчастих передач	26
Практичне заняття	
Розрахунок валів.	39
Практичне заняття	
Наближений розрахунок вала	49
Практичне заняття	
Підбір підшипників кочення	57
Практичне заняття	
Розрахунок шпонкових з'єднань	72
Практичне заняття	
Розрахунок системи змащення	79
Практичне заняття	
Розробка робочих креслеників деталей	90
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ.....	101

ПЕРЕДМОВА

Основною метою проведення робіт, наведених у даному посібнику, є ознайомлення з основами загальних принципів розрахунків та придбання навичок конструювання вузлів механізмів, можливість на практиці ознайомитись з конструкціями деталей машин і механізмів, перевірити окремі теоретичні відомості, що отримані на лекціях, глибше вникнути в фізичну сутність явищ, що вивчаються, і розвинути навички комп'ютерного проєктування деталей машин.

Практикум з дисципліни «Інженерна механіка (Деталі машин)» призначений для проведення практичних робіт на основі вивчення теоретичного матеріалу з курсу «Інженерна механіка (Деталі машин)» для підготовки здобувачів ступеня вищої освіти «Бакалавр» зі спеціальності 122 «Комп'ютерні науки» та для викладачів при підготовці до практичних робіт.

Включені в даний посібник роботи висвітлюють досвід організації практичних робіт на кафедрі „Технічна механіка та комп'ютерне проєктування імені професора В.М. Найдиша“ Таврійського державного агротехнологічного університету імені Дмитра Моторного (ТДАТУ, м. Мелітополь), відповідають тематиці робіт, що рекомендуються навчальною програмою підготовки з навчальної дисципліни „Інженерна механіка (Деталі машин)“.

Надані теоретичні відомості, методики розрахунків механічних передач, вказані вимоги до структури і змісту звіту. У кожній роботі передбачені контрольні питання. Метою посібника є викладення загальних теоретичних відомостей до кожної роботи, що дозволить поглиблено використовувати його при підготовці до практичних робіт та підсумкового іспиту за завершенням курсу.

КІНЕМАТИЧНИЙ ТА СИЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ПРИВОДА

Мета роботи: Закріплення, шляхом вирішення конкретних практичних задач, знань і навичок по читанню, складанню кінематичних схем механічних передач. Оволодіння методикою визначення втрат в елементах передач (підшипниках, черв'ячних і зубчастих парах, пасових і ланцюгових ступенях, муфтах та ін.), а також у кінематичних ланцюжках приводів в цілому. Знайомство з основними типами і характеристиками електродвигунів загального призначення, методикою вибору їх по каталогу. Відпрацювання умінь, з урахуванням можливостей і особливостей кожного типу передач, які входять в привод, вибирати, розраховувати і призначати відповідно до нормативних вимог передаточні відношення (передаточні числа) цих передач, визначати кутові швидкості, потужності і обертаючі моменти на валах та інших елементах кінематичної схеми привода.

Основні теоретичні відомості

Кінематичний та силовий розрахунок привода є першим основоположним розділом курсового проєкту з дисципліни «Інженерна механіка (Деталі машин)». Результати розрахунків цього розділу звичайно застосовуються як база вихідних даних для виконання наступних розділів проєкту.

У якості об'єктів курсового проєктування традиційно приймаються механічні приводи різноманітних машин та механізмів. Як правило, потік потужності в таких приводах спрямовано від електродвигуна до приводного вала машини, який обертається з невеликою швидкістю і великим

обертаючим моментом, тому кінематична схема привода має понижуючі передачі гнучким зв'язком та редуктори різних видів, типів і комплектацій.

Як вихідні дані проекту використовуються задана потужність (P) та кутова швидкість (ω) на веденому валі привода. В цілях обмеження загального передаточного числа привода в завдання на курсовий проєкт включають значення синхронної частоти обертання електродвигуна (n_{ec}).

Загальне передаточне число багатоланкового зубчастого механізму з нерухожими осями коліс, коли в зачепленні перебувають n зубчастих коліс, є добуток передаточних чисел окремих його ступіней

$$U_{in} = \frac{\omega_1}{\omega_n} = \frac{n_1}{n_n} = (-1)^m \cdot U_{12} \cdot U_{23} \cdot U_{34} \dots U_{(n-1)n},$$

де m - число пар зовнішнього зачеплення.

Для транспортерів найчастіше застосовують приводи, які складаються з передачі гнучким зв'язком (пасової або ланцюгової) і редуктора, причому пасова передача, яка краще працює при високих швидкостях, застосовується для передачі руху від двигуна до редуктора, а ланцюгова частіше від редуктора до робочого органа (рис. 1). Редуктори зубчасті (циліндричні та конічні) або черв'ячні можуть мати одну, дві або ж три ступіні. Найбільш поширені двоступінчасті циліндричні та конічно-циліндричні редуктори, рідше черв'ячно-циліндричні та циліндрично-черв'ячні.

Досить рідко у приводах застосовують триступінчасті редуктори (циліндричні та конічно-циліндричні), практично не використовують двохступінчасті черв'ячні та триступінчасті з черв'ячною парою. Цілком прийнятна схема для учбового процесу – привод з двома передачами гнучким зв'язком (пасовою та ланцюговою) і одноступінчастим редуктором. Слід

відмітити, що редуктори одного типу можуть мати також певні конструктивні особливості – роздвоєні ступіні, співвісні вали, тощо.

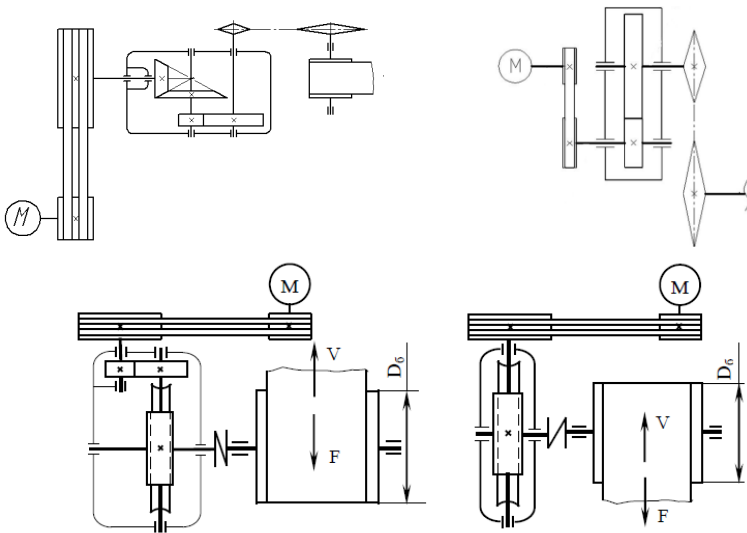


Рисунок 1 – Кінематичні схеми приводів

Для зменшення розмірів найбільш габаритних передач гнучким зв'язком рекомендовано обмежити для них значення передаточного відношення, а передаточні числа швидкохідних ступіней редукторів повинні прийматися більшими за передаточні числа тихохідних ступіней. Слід враховувати, що передаточні числа зубчастих та черв'ячних передач повинні відповідати стандартам.

Завдання для самостійної домашньої підготовки

Під час підготовки до практичного заняття проробити матеріали лекції „Механічні передачі“, переглянути та засвоїти основні положення рекомендованої навчальної літератури.

Вивчити та вміти вільно оперувати такими поняттями, як передаточне відношення передачі, передаточне число передачі, загальне передаточне відношення механічного привода.

Знати фізичну суть і вміти визначати такі параметри на валах привода, як потужність, частота обертання (кутова швидкість), обертаючий момент, використовувати відповідні формули для їх розрахунку.

Повторити формулювання коефіцієнта корисної дії механічної передачі (ККД), як показника втрат потужності при роботі даної передачі, вміти знаходити значення загального ККД привода.

Користуючись літературними посібниками і методичними вказівками кафедри ознайомитись з методикою вибору електродвигуна привода, основними параметрами двигунів загального призначення, зокрема трифазних асинхронних електродвигунів серії 4А з короткозамкненим ротором, їх типорозмірами, принципами маркування.

Крім того вміти складати кінематичні схеми різноманітних видів механічних приводів, користуючись зображеннями умовних позначень елементів кінематичних схем згідно з ГОСТ 2.770-68.

Ознайомитись з вимогами до текстових документів технічної документації на прикладі оформлення розділів пояснювальної записки технічного проєкту.

Програма роботи

- видача індивідуального завдання, ознайомлення з основними вимогами до об'єму, змісту, оформлення завдання, графіком виконання;
- узгодження форм і термінів консультацій, порядку звітності студентів по ходу виконання завдання;
- видача методичної літератури по темі, ознайомлення з її характерними особливостями, порядком користування довідковими даними;
- ознайомлення з правилами оформлення текстових

документів, зокрема пояснювальних записок технічних проєктів;

- пояснення основних принципів варіантного розрахунку і критерії визначення раціональних варіантів;

- самостійне виконання студентами прикладу розрахунку по темі заняття відповідно до вихідних даних варіанта індивідуального завдання;

- поетапний спільний (викладач-студент) аналіз ключових проміжних моментів розрахунку, що потребують прийняття конкретних рішень;

- постійний контроль викладача за якістю проведення розрахунку з заостренням уваги на найбільш ймовірних помилках і недоробках, що часто допускають студенти при подібних розрахунках;

- прийняття остаточного рішення по результатах проведеного розрахунку, формулювання кінцевих висновків;

- підведення підсумків проведеного практичного заняття, видача завдань на самостійну роботу студентів.

Завдання та вихідні дані для розрахунків

1 Вихідні дані

Призначення привода: Привод стрічкового транспортера

Вихідні дані:

- потужність на веденому валі привода, кВт $P =$
- кутова швидкість веденого вала привода, рад/с $\omega =$
- частота обертання електродвигуна, об/хв. $n =$
- тип редуктора циліндричний;
- передача гнучким зв'язком: від редуктора до транспортера –
пасова

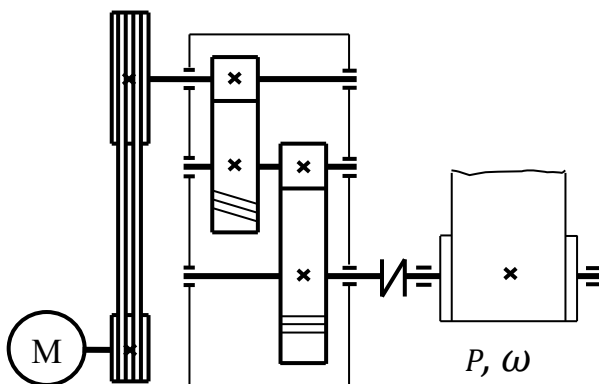


Рисунок 1 – Кінематична схема привода

2 Загальний коефіцієнт корисної дії привода

$$\eta_{\text{ЗАГ}} = \eta_{\text{П}} \cdot \eta_{\text{З}}^2 \cdot \eta_{\text{ПП}}^4 \cdot \eta_{\text{М}}, \quad (1)$$

де $\eta_{\text{П}}$ – ККД пасової передачі;

$\eta_{\text{З}}$ – ККД зубчастої передачі;

$\eta_{\text{ПП}}$ – ККД пари підшипників;

$\eta_{\text{М}}$ – ККД з'єднувальної муфти.

3 Потужність, яка потрібна на привід транспортера, кВт

$$P_{\text{ЕД.П}} = \frac{P}{\eta_{\text{ЗАГ}}}. \quad (2)$$

4 Вибір електродвигуна

Вибір типу електродвигуна проводиться з урахуванням конкретних умов роботи привода (змінення швидкісного режиму в процесі роботи, вид графіка завантаження, температура, вологість, запиленість, тощо). Для приводів загального призначення рекомендовано вибирати трифазні асинхронні двигуни серії 4А (ГОСТ 19523-81) закритого виду з обдувом, виконання ІМ1081 (з лапами), виконання ІМ2081 (з

лапами та фланцем) та виконання ІМ3081 (з фланцем) у бібліотеці електродвигунів КОМПАС.

По значенню потужності, яка потрібна на привод, вибирається електродвигун і перевіряється його завантаження, при цьому бажано, щоб двигун був завантажений повністю або мав деяке перевантаження (на 10...12%); експлуатація двигуна з низьким навантаженням недоцільна, до того ж при цьому збільшується матеріалоємність та вартість привода.

Завантаження електродвигуна

$$\beta = \frac{P_{\text{ЕД.П}}}{P_{\text{ЕД}}} 100\% . \quad (3)$$

Електродвигуни допускають завантаження до 112% [2], якщо умова $\beta < 112\%$ не виконується, вибирають двигун більшої потужності.

5 Загальне передаточне число привода

$$U_{\text{ЗАГ}} = \frac{n_{\text{ЕД}}}{n} , \quad (4)$$

де n – число обертів на вихідному валі, об/хв.

6 Розподіл загального передаточного числа по ступінях привода

Перед розподілом загального передаточного відношення по ступінях привода потрібно провести аналіз його кінематичного ланцюжка, звернувши увагу на число його ступіней, наявність передач гнучким зв'язком, тип та конструктивні особливості редуктора.

При розподілі загального передаточного відношення привода по ступінях потрібно додержуватись основного принципу – співрозмірності його елементів.

При проектуванні зубчастих та черв'ячних передач не рекомендують приймати їх передаточні числа близькими до

граничних, тому що збільшення передаточного числа веде до збільшення габаритів передачі і, як правило, погіршення умов змащування, а для черв'ячних передач ще й до зниження ККД. Крім того потрібно враховувати, що для більшості типових компонок редукторів, на основі досвіду їх проектування, встановлені рекомендовані та граничні діапазони передаточних чисел, прийняття передаточних чисел поза рамками такого діапазону може привести до досить нераціональної конструкції привода.

Загальне передаточне число привода є добутком від перемноження передаточних чисел передач, які входять в його кінематичну схему

$$U_{\text{ЗАГ}} = i_{\text{Г.З}} \cdot U_{\text{Ш}} \cdot U_{\text{Т}}, \quad (5)$$

де $i_{\text{Г.З}}$ – передаточне відношення передачі гнучким зв'язком (пасової передачі);

$U_{\text{Ш}}$ і $U_{\text{Т}}$ – передаточні числа, відповідно, швидкохідної і тихохідної зубчастої передачі редуктора.

При проектуванні пасових передач у якості швидкохідної ступіні привода слід враховувати, що при високих частотах обертання габарити передачі зменшуються, але зростання відцентрових зусиль і числа пробігів паса знижують тягову спроможність та довговічність передачі.

Розподіл передаточного відношення по ступінях найбільш доцільно проводити у такій послідовності:

а) прийняти попереднє значення передаточного відношення передачі гнучким зв'язком в межах $i'_{\text{Г.З}} = 1,5 \dots 2,5$ (значення $i'_{\text{Г.З}} < 1,5$ недоцільні, а $i'_{\text{Г.З}} > 2,5$ можуть привести до неспіврозмірності елементів привода і збільшення його габаритів). Слід урахувати, що передаточні числа зубчастих передач повинні відповідати ГОСТ 2185-66, а передаточні

відношення передач гнучким зв'язком не повинні мати значень, які виходять за рекомендовані межі (для пасових $i = 2 \dots 4$, для ланцюгових $i = 1, 5 \dots 4$).

б) визначити попереднє передаточне число редуктора або, якщо він багатоступінчастий – передаточні числа його ступіней та прийняти стандартні значення цих передаточних чисел

$$U'_{\text{РЕД}} = \frac{U_{\text{ЗАГ}}}{i'_{\text{Г.З}}} . \quad (6)$$

Результат розрахунку слід звірити з передаточними числами, що рекомендуються для редукторів різних типів. Вчислити передаточне число швидкохідної ступіні і прийняти стандартні значення цих передаточних чисел.

в) визначити розрахункове передаточне число швидкохідної ступіні

$$U_{\text{Ш}}' = (1,1 \dots 1,15) \sqrt{U'_{\text{РЕД}}} . \quad (7)$$

г) прийнявши стандартне значення передаточного числа швидкохідної ступіні, визначити розрахункове передаточне число тихохідної ступіні

$$U_{\text{Т}}' = \frac{U'_{\text{РЕД}}}{U_{\text{Ш}}} . \quad (8)$$

д) прийнявши стандартне значення $U_{\text{Т}}$, визначити загальне передаточне число редуктора

$$U_{\text{РЕД}} = U_{\text{Ш}} \cdot U_{\text{Т}} . \quad (9)$$

е) визначити фактичне передаточне відношення передачі (або передач) гнучким зв'язком

$$i_{\text{Г.З}} = \frac{U_{\text{ЗАГ}}}{U_{\text{РЕД}}} . \quad (10)$$

7 Визначення основних параметрів на валах привода

Визначити частоту обертання всіх валів привода, починаючи з вала електродвигуна. Перевірити співпадання значень частоти обертання веденого вала, визначеної на початку розрахунку, з результатами даних обчислень

$$n_I = n_{ед}; \quad n_{II} = \frac{n_I}{i_{IIAC}};$$
$$n_{III} = \frac{n_{II}}{U_{III}}; \quad n_{IV} = \frac{n_{III}}{U_T}.$$

Вичислити кутові швидкості валів привода, рад/с

$$\omega = \frac{\pi n}{30}.$$

Визначити значення потужності на кожному валі привода, починаючи з веденого вала з урахуванням ККД; значення потужності на ведучому валі привода (валі електродвигуна) повинне співпадати зі значенням потужності, потрібної на привод

$$P_{IV} = P; \quad P_{III} = \frac{P_{IV}}{\eta_M \cdot \eta_{III}^2 \cdot \eta_3};$$
$$P_{II} = \frac{P_{III}}{\eta_{III} \cdot \eta_3}; \quad P_I = \frac{P_{II}}{\eta_{II} \cdot \eta_{III}}.$$

Визначити обертаючі моменти на валах привода, використовуючи значення потужностей на валах та частот обертання (кутових швидкостей) валів, Н·м

$$T = \frac{P}{\omega}.$$

У даний розрахунок слід підставити значення ККД такі ж, як у п.2. Для перевірки можна порівняти результати розрахунків по п.3, числові значення $P_1 \approx P_{ед,п}$ (у межах точності обчислювань).

Контрольні запитання

1 Поняття про механічний привод, призначення, область застосування.

2 Перерахуйте механічні передачі, які вивчаються у курсі “Інженерна механіка (Деталі машин)”.

3 В яких випадках найчастіше застосовують передачі гнучким зв'язком (пасові, ланцюгові)?

4 З якою метою виконується кінематична схема привода?

5 Роль і призначення передач в механічному приводі.

6 Назвіть основні кінематичні параметри механічного привода.

7 Що характеризує передаточне відношення передачі?

8 Вкажіть різницю між передаточним числом і передаточним відношенням.

9 Як визначити загальне передаточне число привода?

10 Як розбити загальне передаточне число привода на ступіні?

ВИБІР МАТЕРІАЛІВ ЗУБЧАСТИХ КОЛІС

Мета роботи: Закріплення знань по критеріях роботоздатності та виходу з ладу зубчастих евольвентних передач, теорії руйнування поверхневого шару матеріалу зуба внаслідок недостатньої контактної міцності, а також об'ємного руйнування зуба внаслідок недостатньої його міцності на згин. Більш детальний розгляд залежностей контактної міцності та міцності на згин з втомою матеріалу внаслідок тривалого прикладення до поверхні та тіла зуба перемінних навантажень, врахування цього фактора коефіцієнтом довговічності. Повторення та застосування знань по матеріалознавству та термічній обробці конструкційних матеріалів, зокрема сталей, на прикладі їх вибору для виготовлення зубчастих коліс. Оволодіння методикою визначення допустимих напружень на контактну міцність та міцність на згин.

Основні теоретичні відомості

Передачі зі сталевими зубчастими колесами мають мінімальну масу і габарити. Маса і габарити тим менші, чим вища твердість робочих поверхонь зубів, що залежить від марки сталі та термічної обробки.

1 Сталі:

- вуглецеві сталі марок 40, 45, 50Г, 35Л...55Л;
- леговані сталі марок 40Х, 45Х, 40ХН і ін.

Зміцнююча обробка:

- нормалізація (НВ 187...250);
- поліпшення (НВ 235...302);
- поверхневе загартування зубів із нагріванням струмом високої частоти (СВЧ) - НRC 45...53;

- цементация (поверхневе насичення вуглецем) із наступним загартуванням (HRC 56...63);
- азотування (насичення азотом) без наступного загартування (HRC 58...65).

Високу твердість ($H > 350$ HB) поверхневого шару матеріалу при збереженні в'язкої серцевини досягають застосуванням поверхневого термічного або хіміко-термічного зміцнення: поверхневого загартування, цементації і нітроцементації із загартуванням, азотування.

Поверхневе загартування зубів із нагріванням струмом високої частоти (СВЧ) доцільне для зубчастих коліс із модулем більше 2 мм. При малих модулях дрібний зуб загартовується наскрізь, що приводить до короблення і робить зуб ламким. Для загартування із нагрівом СВЧ застосовують сталі марок 45, 40Х, 40ХН, 35ХМ. Твердість поверхневого шару 45...53 HRC_э. При $H > 350$ HB твердість матеріалу вимірюють по шкалі С_э - Роквела.

Зуби коліс із твердістю $H > 45$ HRC_э нарізають до термообробки. Кінцеву обробку зубів (шліфування й ін.) виконують після термообробки. Передачі з твердими ($H > 45$ HRC_э) робочими поверхнями зубів погано припрацьовуються.

Несуча спроможність зубчастих передач по контактній міцності тим вище, чим вище поверхнева твердість зубів. Тому доцільне застосування поверхневого термічного або хіміко-термічного зміцнення. Ці види зміцнення дозволяють у декілька разів підвищити навантажувальну спроможність передачі в порівнянні з поліпшеними сталями. Наприклад, допустимі контактні напруження $[\sigma]_H$ цементованих зубчастих коліс у два рази перевищують значення $[\sigma]_H$ коліс, які піддано термічному поліпшенню, що дозволяє зменшити масу в чотири рази.

Проте, при призначенні твердості робочих поверхонь зубів слід мати на увазі, що більшій твердості відповідає більш складна технологія виготовлення зубчастих коліс і малі розміри передачі (що може привести до труднощів при конструктивній розробці вузла).

Сталеве литво. Застосовують при виготовленні великих зубчастих коліс (діаметром більш 600 мм). Марки сталей - 35Л...55Л. Литє колесо піддають термообробці - нормалізації.

2 Чавуни. Застосовують при виготовленні зубчастих коліс тихохідних, великогабаритних і відкритих передач. Марки чавунів - СЧ20...СЧ35. Зуби чавунних коліс добре припрацьовуються, можуть працювати при мінімальному змащуванні. Мають знижену міцність на згин, тому габарити чавунних коліс значно більші, чим сталевих.

Завдання для самостійної домашньої підготовки

Під час підготовки до практичного заняття проробити матеріали лекції „Механічні передачі“, зокрема розділ, який описує теорію контактної міцності, лекції „Зубчасті передачі“ та переглянути, та засвоїти основні положення рекомендованої навчальної літератури [2-4].

З'ясувати, які матеріали застосовують для виготовлення зубчастих коліс, зосередивши увагу на сталях, як найбільш поширеному матеріалі.

Уяснити основні види руйнування зубчастих передач (поверхневе та об'ємне), причини цього руйнування (втомні процеси, пов'язані з недостатньою контактною міцністю та міцністю зуба на згин).

Проаналізувати заходи, які можуть забезпечити достатню роботоздатність зубчастого зачеплення, пов'язані з вибором матеріалів для виготовлення коліс, забезпеченням потрібних властивостей цих вибраних матеріалів, зокрема твердості

шляхом призначення раціональних методів термічної та хіміко-термічної обробки.

З'ясувати, за якими міркуваннями всі сталі для виготовлення зубчастих коліс умовно поділені на дві великі групи (з твердістю нижчою за 350 НВ і твердістю, яка більша за 350 НВ).

Ознайомитись з методикою визначення допустимих напружень для розрахунків зубчастих зачеплень на контактну міцність та міцність зубів на згин, проаналізувати розрахункові формули, вияснити фізичну суть базового числа циклів навантаження, базової границі витривалості і пов'язати ці поняття з поняттям коефіцієнта довговічності передачі.

Програма роботи

- видача індивідуального завдання, ознайомлення з вимогами щодо змісту завдання, його оформлення, строків виконання;

- узгодження форм і термінів консультацій, порядку звітності студентів;

- видача методичної літератури, ознайомлення з її характерними особливостями, порядком користування довідковими даними;

- коротка співбесіда по темі заняття, формулювання задачі розрахунку;

- узгодження основних етапів методики розрахунку, зосередження уваги на ймовірних характерних помилках студентів;

- виконання студентами прикладу розрахунку по темі заняття відповідно до вихідних даних варіанта індивідуального завдання;

- постійний спільний (студент-викладач) аналіз проміжних етапів розрахунку, які потребують прийняття

конкретних рішень;

- поточний контроль викладача за ходом проведення розрахунку з загостренням уваги на виникаючих у його процесі помилках та невірних рішеннях, допущених студентами;

- аналіз проведеного розрахунку, формулювання заключних висновків по його результатах;

- підведення підсумків практичного заняття, видача завдань на домашню самостійну роботу студентів.

Завдання та вихідні дані для розрахунків

1 Оформлення вихідних даних на розрахунок:

а) сформулювати задачу розрахунку з зазначенням основних етапів;

Задача розрахунку повинна включати всі етапи проведення розрахунку циліндричної передачі.

б) записати вихідні дані розрахунку:

- тип передачі – косозуба, прямозуба, шевронна;

- момент, обертаючий на колесі;

- частота обертання колеса;

- передаточне число передачі;

- розташування коліс відносно опор: симетричне, несиметричне, консольне;

- строк служби (років);

- число робочих змін;

- короткочасні перевантаження, відс.;

- тип виробництва: індивідуальний, серійний, масовий;

в) скласти та зобразити розрахункову схему передачі;

г) навести графік навантаження передачі.

2 Вибір матеріалів зубчастих коліс

Рекомендується вибирати середньовуглецеві сталі низького легування (типу 40Х, 40ХН, тощо), які допускають

застосування 5...6 різних видів термічної та хіміко-термічної обробки, наприклад для сталі 40X – це нормалізація, поліпшення, гартування об’ємне, гартування СВЧ, ціанування, азотування. З метою проведення варіантного розрахунку доцільно характеристики матеріалу групувати у таблицю по типу.

Вибрати матеріал для шестірні і колеса, виписати всі його характеристики та вчислити середню твердість:

$$H_{cp} = 0,227 H_{max} + 0,773 H_{min}. \quad (1)$$

Таблиця 1 – Характеристики сталі для виготовлення зубчастих коліс

Варіант	Термо-обробка	Границя міцності σ_B , МПа	Границя текучості σ_T , МПа	Твердість		Середня твердість	
				серцевини	поверхні	серцевини	поверхні

3 Визначення строку служби передачі

Визначення строку служби передачі проводиться за формулою 2, прийнявши число робочих днів у році 250...300 і тривалість робочої зміни 7...8 годин

$$L_h = t_p \cdot D_p \cdot K_{zm} \cdot t_{zm}, \quad (2)$$

де t_p – строк служби передачі в роках;

D_p – число робочих днів у році;

K_{zm} – число робочих змін;

t_{zm} – тривалість робочої зміни, годин.

4 Визначення числа циклів навантаження зубів колеса

Визначення цього показника проводиться по формулі 3 [5], прийнявши число зачеплень зуба за оберт колеса рівним одному

$$N = 60 \cdot n \cdot c \cdot L_h, \quad (3)$$

де n – частота обертання колеса, об/хв.;

c – число зачеплень зуба за один оберт колеса.

5 Визначення базових границь витривалості

Значення базової границі контактної витривалості, базової границі витривалості по напруженням згину та максимально допустимих напружень знаходять по формулі 4, при цьому потрібно пильнувати за тим, по яких значеннях твердості (серцевини або ж поверхні) вичислюється той чи інший показник.

Результати записати у формі таблиці 2.

Таблиця 2 – Базові границі витривалості та максимально допустимі напруження матеріалів зубчастих коліс

Варіант	Твердість середня		σ_{Hlim}	σ_{Flim}	$[\sigma]_{Hmax}$	$[\sigma]_{Fmax}$
	серцевини	поверхні				

6 Визначення допустимих контактних напружень

Допустимі контактні напруження при розрахунку на втому визначаються по формулі 4 [5]. При цьому рекомендується при масовому виробництві приймати коефіцієнт, який враховує шорсткість поверхні зуба, рівним одиниці, а при серійному або ж індивідуальному виробництві меншим за одиницю.

$$[\sigma]_H = \frac{\sigma_{Hlim} \cdot Z_R}{S_H} \cdot K_{HL}, \quad (4)$$

де σ_{Hlim} – базова границя контактної витривалості при базовому числі циклів навантаження $N_{HO} = 10^7$;

Z_R – коефіцієнт, що враховує шорсткість поверхні зуба;

S_H – коефіцієнт запасу міцності, залежить від термообробки;

K_{HL} – коефіцієнт довговічності передачі при розрахунку на контактну міцність.

7 Визначення допустимих напружень на згин

Допустимі напруження на згин обчислюються по формулі 5 [5]. Коефіцієнт, який враховує вид заготовки, слід приймати для коліс виготовлених з середньовуглецевих сталей, рівним 1,7 (для поковок або штамповок).

$$[\sigma]_F = \frac{\sigma_{Flim} \cdot K_{FC}}{S_F} \cdot K_{FL}, \quad (5)$$

де σ_{Flim} – базова границя витривалості по напруженням згину при числі циклів навантаження $N_{limF} = 4 \cdot 10^6$;

K_{FC} – коефіцієнт, що ураховує двостороннє навантаження зуба;

S_F – коефіцієнт запасу міцності, для литих заготовок зубчастих коліс $S_F = 2,2$, для поковок і штамповок $S_F = 1,7$;

K_{FL} – коефіцієнт довговічності при розрахунку на згин.

8 Розрахункові значення допустимих напружень

Після знаходження значень допустимих напружень для всіх варіантів термообробки остаточно приймається вид термообробки для шестірні і колеса. Слід зауважити, що при розрахунках на контактну міцність прямозубого зачеплення у якості розрахункових приймаються допустимі напруження, визначені для варіанта термообробки колеса (менші по величині). При розрахунках косозубих та шевронних зачеплень для визначення розрахункових допустимих напружень користуються середніми значеннями (формула б).

$$[\sigma]_H = \frac{[\sigma]_{H1} + [\sigma]_{H2}}{2}. \quad (6)$$

Для проведення розрахунків зубів на згин по критерію втоми, у якості розрахункових значень напружень використовуються відповідні показники як для шестірні, так і для колеса.

Контрольні запитання

- 1 Зубчасті передачі, класифікація, область застосування.
- 2 Поняття про евольвенту. Особливості геометрії евольвентного зубчастого зачеплення.
- 3 Види руйнувань зубів зубчастих передач, причини руйнувань.
- 4 Поняття контактних напружень, умови їх виникнення, особливості їх дії в зубчастих передачах.
- 5 Фізична суть руйнування від втоми, заходи, що запобігають цьому виду руйнування.
- 6 Основні види розрахунків, прийняті при проектуванні закритих зубчастих передач.
- 7 Матеріали, які застосовують для виготовлення зубчастих коліс: сталі, основні вимоги до них.
- 8 Види та методи термічної та хіміко-термічної обробки зубчастих коліс, технологічні аспекти поділу зубчастих коліс на дві умовні групи (твердістю більше або менше за 350 НВ).
- 9 Назвіть методи вимірювання твердості, які застосовують при контролі термообробки матеріалів зубчастих коліс.
- 10 З яких причин твердість зуба шестірні повинна бути більшою за твердість зуба колеса?

11 Поняття базової границі витривалості, її визначення в залежності від виду термообробки і вплив на габарити передачі.

12 Яким чином впливає на розрахункові розміри зубчастої передачі коефіцієнт довговічності (з формули визначення допустимих напружень)?

РОЗРАХУНОК ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ

Мета роботи: Закріплення знань по критеріях роботоздатності та виходу з ладу зубчастих евольвентних передач, теорії руйнування поверхневого шару матеріалу зуба внаслідок недостатньої контактної міцності, а також геометричному і кінематичному розрахунку циліндричних зубчастих евольвентних зачеплень. Практичне оволодіння методикою розрахунку зубчастих передач на контактну міцність з вибором і обґрунтуванням, на підставі вихідних даних до проєктування і нормативних документів, основних параметрів, що впливають на міцність закритих зубчатих передач. Вирішення задачі по визначенню основних співвідношень і розмірів зубчатих коліс пари, визначення зусиль в зачепленні.

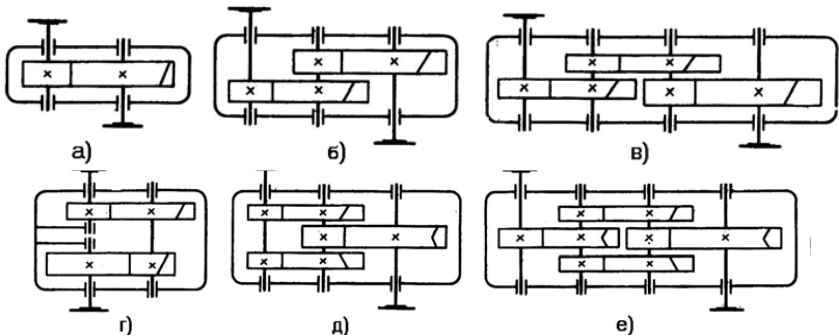
Основні теоретичні відомості

Зубчасті редуктори – механізми, які складаються з однієї або більшого числа пар зубчастих зачеплень та призначені для пониження кутових швидкостей (частот обертання) і одночасного збільшення обертаючих моментів на веденому валі по відношенню до ведучого вала. Як правило, зубчасті редуктори виконуються у виді окремих агрегатів, які виготовлюються централізовано і мають досить високий ступінь стандартизації та уніфікації.

Основна силова характеристика редуктора це потужність, що передається (обертаючий момент) на веденому валі. Основна кінематична характеристика – передаточне число. Для досягнення різноманітних значень передаточних чисел промисловість випускає одно-, дво- і триступінчасті редуктори. Діапазон рекомендованих передаточних чисел

одноступінчастого редуктора складає від 2 до 6,3 (8), двоступінчастого 8...40, триступінчастого 31,5...180 і більше.

В залежності від величини, умов і режимів навантаження, жорсткості валів, виду термообробки зубів коліс використовуються розгорнуті, роздвоєні або співвісні схеми взаємного розташування зубчастих коліс і опор редуктора. Кінематичні схеми найбільш розповсюджених редукторів представлено на рисунку 1.



а) одноступіневий; б) двоступіневий;

в) триступіневий; г) співвісний; д) двоступіневий з роздвоєною швидкохідною ступінню;

е) триступіневий з роздвоєною проміжною ступінню

Рисунок 1 – Кінематичні схеми найбільш озповсюджених циліндричних редукторів.

Слід відмітити, що серед них, завдяки своїй простоті і компактності (найменший габарит по ширині), найбільш поширені двоступінчасті редуктори з розгорнутою схемою. Саме тому подібні редуктори розглядаються у даній роботі.

Ступіні у двоступінчастих циліндричних редукторах поділяють на швидкохідну і тихохідну, вали іменують як ведучий (швидкохідний), проміжний і ведений (тихохідний). У зв'язку з тим, що вали редуктора розраховані на передачу різних значень обертаючого моменту, то їх легко відрізнити по

діаметрах. При визначенні геометричних параметрів зубчастих зачеплень прийнято позначати параметри, що відносяться до шестірні індексом “1”, а до колеса індексом “2”.

Для діаметрів кіл стандартом встановлені позначення: ділильний діаметр (коло, яке ділить зуб на головку і ніжку) – d , діаметр початкового кола (кола, які перекочуються одне по одному без ковзання) – d_w , діаметр основних кіл (кола, які утворюють евольвенти зубів) – d_b , діаметри кіл западин і кіл виступів відповідно d_f і d_a . Для не коригованих зубчастих зачеплень початкові та ділильні кола коліс співпадають.

Міжосьова відстань зубчастої пари являє собою суму початкових (ділильних) радіусів і, як правило, повинна відповідати стандартному значенню.

Відстань між однойменними точками профілів сусідніх зубів по дузі кола називають коловим (торцевим) кроком зубів. Для косозубих і шевронних зубів крім колового розрізняють нормальний крок зубів – найкоротшу відстань між зубами.

Лінійна величина, що в π разів менша за коловий крок (по ділильному колу) називається коловим (торцевим) модулем зачеплення, а лінійна величина, що в π разів менша за нормальний крок – нормальним модулем.

Модуль – основна характеристика розмірів зубчастих коліс. Для прямозубих коліс значення колового і нормального модулів співпадають і модуль позначається літерою m .

Модулі евольвентних зубчастих зачеплень стандартизовано, причому для косозубих і шевронних коліс по стандарту вибирають значення тільки нормального модуля, а величина колового модуля залежить тільки від кута нахилу зуба. Для косозубих коліс кут нахилу зуба рекомендують приймати в межах $8...22^\circ$, для роздвоєних схем і шевронних зачеплень він може бути 30° і більшим.

Важливим параметром зубчастих коліс є ширина зубчастого вінця, для різних видів розрахунків застосовуються коефіцієнти відносної ширини колеса b . Слід також відмітити, що коефіцієнт b_{av} приймається по стандарту.

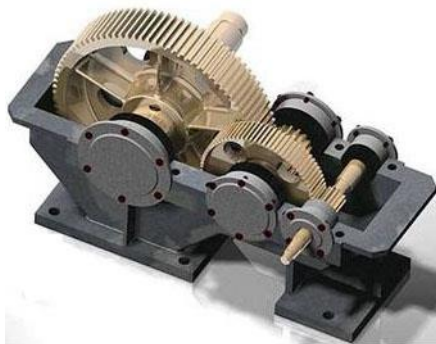


Рисунок 2 – Двоступінчастий циліндричний редуктор

Завдання для самостійної домашньої підготовки

Під час підготовки до практичного заняття проробити матеріали лекції „Зубчасті передачі“ та переглянути, та засвоїти основні положення рекомендованої навчальної літератури [2-4] у частині геометрії та силових співвідношень циліндричних зубчастих зачеплень.

З'ясувати, які матеріали застосовують для виготовлення зубчастих коліс, зосередивши увагу на сталях, як найбільш поширеному матеріалі. Уявити основні види руйнування зубчастих передач (поверхневе та об'ємне), причини цього руйнування (втомні процеси, пов'язані з недостатньою контактною міцністю та міцністю зуба на згин).

Проаналізувати заходи, які можуть забезпечити достатню робоздатність зубчастого зачеплення, пов'язані з вибором матеріалів для виготовлення коліс, забезпеченням потрібних властивостей цих вибраних матеріалів, зокрема твердості

шляхом призначення раціональних методів термічної та хіміко-термічної обробки.

Проаналізувати формулу розрахунку міжосьової відстані з умови контактної міцності і вияснити, яким чином впливають на розміри передачі основні фактори впливу, що входять до формули у виді коефіцієнта концентрації навантаження по довжині зуба та коефіцієнта ширини колеса. Вияснити порядок вибору значень цих коефіцієнтів.

Ознайомитись з порядком визначення зусилля в передачі, розподілом його на складові сили, впливом цих зусиль на роботоздатність передачі.

Програма роботи

- видача індивідуального завдання, ознайомлення з вимогами щодо змісту завдання, його оформлення, строків виконання;

- узгодження форм і термінів консультацій, порядку звітності студентів;

- видача методичної літератури, ознайомлення з її характерними особливостями, порядком користування довідковими даними;

- коротка співбесіда по темі заняття, формулювання задачі розрахунку;

- виконання студентами прикладу розрахунку по темі заняття відповідно до вихідних даних варіанта індивідуального завдання;

- постійний спільний (студент-викладач) аналіз проміжних етапів розрахунку, які потребують прийняття конкретних рішень;

- поточний контроль викладача за ходом проведення розрахунку з загостренням уваги на виникаючих у його процесі помилках та невірних рішеннях, допущених студентами;

- аналіз проведеного розрахунку, формулювання заключних висновків по його результатах;
- підведення підсумків практичного заняття, видача завдань на домашню самостійну роботу студентів.

Завдання та вихідні дані для розрахунків

1 Оформлення вихідних даних на розрахунок:

Розрахунок циліндричної зубчастої передачі

Призначення передачі: Циліндрична ступінь редуктора

- тип передачі – косозуба, прямозуба, шевронна
- момент, обертаючий на колесі, Н·м $T_2 =$
- частота обертання колеса, об/хв. $n_2 =$
- передаточне число передачі $U =$
- розташування коліс відносно опор симетричне;
несиметричне;
консольне
- строк служби, років $t_p =$
- число робочих змін $K_{ЗМ} =$
- короточасні перевантаження, % $\Pi =$

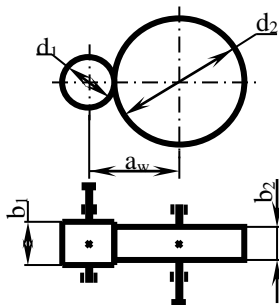


Рисунок 1 – Розрахункова схема передачі

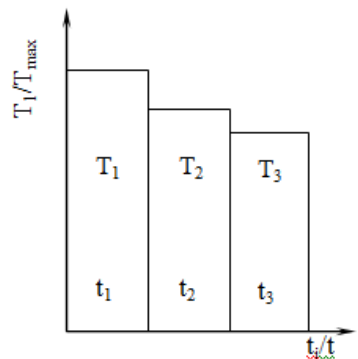


Рисунок 2 – Графік завантаження передачі

2 Визначення розрахункового обертаючого моменту

При проектуванні зубчастої передачі в обчисленнях використовується значення розрахункового обертаючого моменту (формула 1). Якщо режим роботи описаний графіком навантаження, значення розрахункового обертаючого моменту визначається по його номінальному значенню з урахуванням коефіцієнта еквівалентності навантаження, який вичислюється по формулі 2.

$$T_{2p} = T_{H2} \cdot K_E, \quad (1)$$

$$K_E = \sqrt[3]{\sum_{i=1}^n (T'_i)^3 \cdot t'_i}. \quad (2)$$

3 Визначення міжосьової відстані передачі

При обчисленні міжосьової відстані передачі з умови контактної міцності по формулі 3 рекомендується провести розрахунок по різним значенням допустимих напружень шестірні та колеса. Прийняте для подальшого розрахунку значення міжосьової відстані потрібно привести у відповідність до стандартного значення згідно ГОСТ 2185-66. Стандартне значення міжосьової відстані слід приймати по правилах округлення з перевагою меншого значення.

$$a_w = K_a \cdot (U \pm 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_{2p} \cdot K_{H\beta}}{U^2 \cdot [\sigma]_H^2 \cdot \Psi_{ba}}}, \quad (3)$$

де K_a – коефіцієнт міжосьової відстані, для косозубих сталевих коліс $K_a = 43,45$ для прямозубих $K_a = 49,5$;

T_{2p} – розрахунковий момент на колесі;

$K_{H\beta}$ – коефіцієнт концентрації навантаження по довжині зуба, $K_{H\beta} = 1,1 \dots 1,3$;

Ψ_{ba} – коефіцієнт ширини колеса.

4 Визначення модуля зачеплення

Модуль зачеплення рекомендується приймати по ГОСТ 9563-60 в межах, визначених по формулі 4 [5]. Для косозубих зачеплень попереднє значення кута нахилу зуба бажано приймати ближче до меншого значення діапазону $8...10^\circ$. Коловий (торцевий) модуль рекомендується вчислити з точністю до четвертого знака після коми.

$$m_n = (0,01...0,02)a_w. \quad (4)$$

5 Визначення числа зубів шестірні та колеса

Сумарне число зубів прямозубої передачі, вчислене по формулі 5, повинне дорівнювати цілому числу; для косозубої передачі сумарне число зубів округлюється до цілого по правилах округлення. Після прийняття цілого числа зубів уточнюється торцевий модуль і кут нахилу зуба (з точністю до кутових хвилин і секунд).

$$Z_c = \frac{2a_w}{m_t}. \quad (5)$$

$$Z_1 = \frac{Z_c}{U \pm 1}. \quad (6)$$

$$Z_2 = Z_c - Z_1. \quad (7)$$

Для прямозубих передач мінімальне число зубів шестірні складає 17. Щоб уникнути застосування висотної корекції при розрахунковому значенні числа зубів, меншому за 17, можна дещо зменшити модуль (у межах рекомендованого діапазону) і таким чином збільшити сумарне число зубів.

Фактичне передаточне число не повинне відрізнятись від заданого більш ніж на 2,5% при передаточному числі меншому або рівному чотирьом і на 4,5% при більшому за чотири передаточному числі.

6 Геометричний розрахунок передачі

При геометричному розрахунку визначаються ділильні діаметри та діаметри виступів та западин обох зубчастих коліс, ширина зубчастого вінця колеса і шестірні (на 2...5 мм більше), а також потрібний для подальших розрахунків коефіцієнт ширини шестірні

$$d_1 = m_t \cdot Z_1; \quad d_2 = m_t \cdot Z_2; \quad (8)$$

$$d_{a1} = d_1 + 2m_n; \quad d_{a2} = d_2 + 2m_n; \quad (9)$$

$$d_{f1} = d_{a1} - 2,5m_n; \quad d_{f2} = d_{a2} - 2,5m_n; \quad (10)$$

$$b_2 = \psi_{\text{вав}} \cdot a_w; \quad (11)$$

$$b_1 = b_2 + (2...4) \text{ мм}. \quad (12)$$

7 Колова швидкість і степінь точності

Значення колової швидкості, вчислене на ділильному колі зубчастого колеса, потрібне для призначення степені точності та подальшому визначенню коефіцієнтів, що враховують динаміку навантажень. Степінь точності передачі приймається по значенню колової швидкості та виходячи з призначення передачі.

$$v = \frac{\pi d_2 n_2}{60 \cdot 1000}. \quad (13)$$

Для підвищення кінематичних показників передачі не рекомендують приймати її нижчою за 8 степінь.

8 Зусилля в зачепленні

Визначення складових зусилля в зачепленні потрібно починати з колового зусилля по формулі 14, крім колового зусилля для прямозубого зачеплення визначається радіальне зусилля (15), а для косозубого – осьове (16). Значення колового зусилля буде використовуватись у даному розрахунку при подальшій перевірці зубів на згин, а радіального та осьового при розрахунках валів і підшипників.

Зусилля у зачепленні

Колові

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2T_2}{d_2}, \quad (14)$$

де T_2 – момент, обертаючий на колесі, Н·мм;

d_2 – дільний діаметр колеса, мм.

Радіальні

$$F_{r1} = F_{r2} = F_t \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}. \quad (15)$$

де α – кут зачеплення, $\alpha = 20^\circ$ ГОСТ 13755-81.

Осьові (для косозубих передач)

$$F_{a1} = F_{a2} = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta. \quad (16)$$

9 Перевірка передач по контактних напруженнях

Побудова зубчастих коліс циліндричної передачі виконується за допомогою модуля КОМПАС 2D. Для початку побудови у меню «Менеджер бібліотек» відкривають бібліотеку «Расчет и построение», а в ній – закладку КОМПАС-SHAFT 2D, потім команду «Построение модели». У падаючому меню натискають кнопку «Новая модель».

Створюючи циліндричну шестірню (зубчасте колесо), задають параметри і запускають розрахунок. В підменю

«Вариант расчета» слід визначитися з вибором способів «По межосевому расстоянию», «По коэффициентам смещения», «По диаметрам вершин колес». Можна вибирати будь-який з них, наприклад, «По коэффициентам смещения». Програма пропонує його за умовчанням.

Решта способів звичайно застосовується при розрахунку спеціальних і багатоступінчастих редукторів, коли конструктору потрібно «вписати» редуктор у конкретні компоновальні розміри вузла або агрегату машини чи використати зображення готових коліс, якими вже обладнані серійні моделі машин.

Після введення на першій сторінці достатнього обсягу інформації стає доступним вікно «Страница 2», у якому за умовчанням наведено дані про степінь точності виготовлення зубчастих коліс «7-С» та діаметри вершин зубців. У разі потреби ці параметри можна змінити, а потім натиснути кнопку «Расчет» у вигляді калькулятора.

Після цього у вікні «Ход расчета» висвітиться повідомлення про нормальний стан контрольованих параметрів зачеплення (рис. 3) або про те, що окремі з них не відповідають поставленим вимогам, а тому мають бути змінені. У цьому разі необхідно повернутися на першу сторінку розрахунку й деякі вихідні дані змінити.

Під час розрахунку переглянути та зберегти результати розрахунку передачі (рис. 4). Завершуємо розрахунок, натиснувши кнопку «Закончить расчеты».

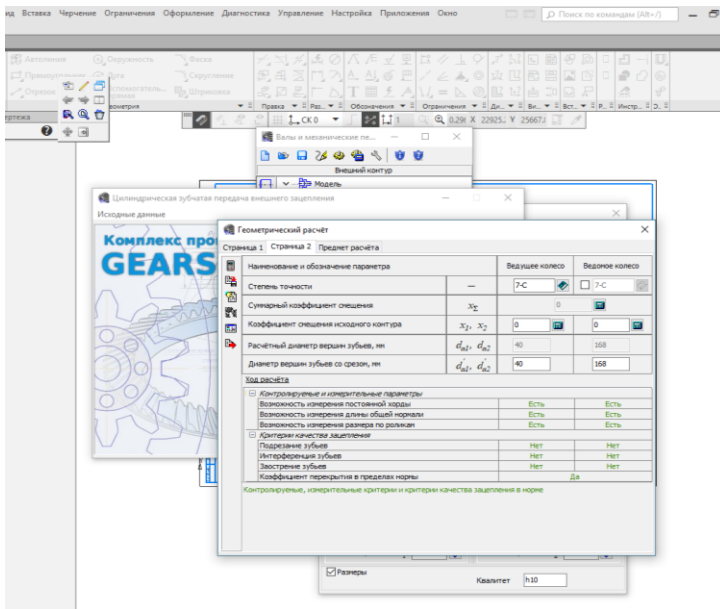


Рисунок 3 – Розрахунок коефіцієнтів зміщення і запуск розрахунку циліндричної передачі

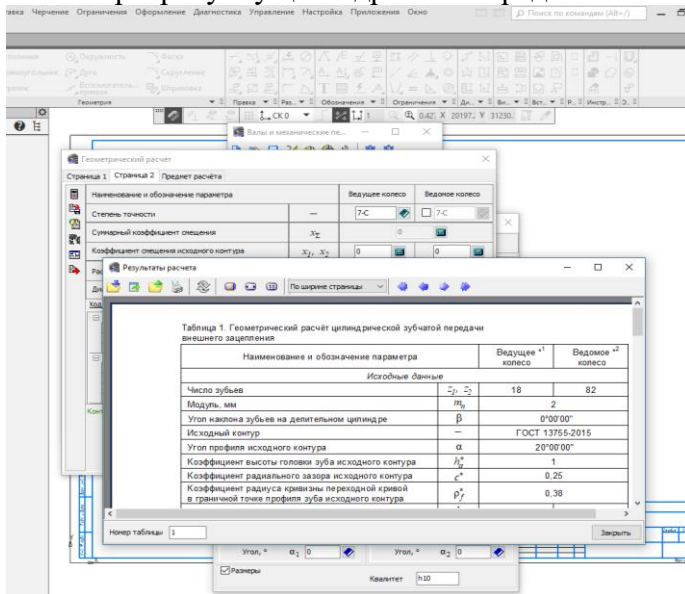


Рисунок 4 – Перегляд результатів розрахунку циліндричної передачі

По результатах розрахунку формулюються висновки, в яких коротко і ясно констатується хід розрахунку і позитивні якості передачі, яку спроектували.

Контрольні запитання

1. Які розрізняють види зубчастих передач і де вони застосовуються?

2. Яке призначення циліндричного редуктора?

3. Від чого залежить кількість ступіней редуктора?

4. Які переваги та недоліки мають редуктори, що виконані по розгорнутій схемі, з роздвоєними ступіннями, співвісні та інші?

5. Перерахуйте деталі і вузли, з яких складається циліндричний редуктор. Яке їх призначення?

6. Для чого необхідний зазор у підшипниках?

7. Чим викликана необхідність регулювання зазора в підшипниках?

8. Опишіть порядок розбирання та складання циліндричного редуктора.

9. Дайте визначення поняття «передаточне число» зубчастої передачі.

10. Дайте визначення поняття «передаточне число» редуктора.

РОЗРАХУНОК ВАЛІВ

Мета роботи: Закріплення знань та одержання навичок в проведенні орієнтовного розрахунку валів, як першої попередньої стадії визначення діаметра вала. Ознайомлення з основними принципами конструювання та визначення розмірів елементів корпусних деталей редукторів загального призначення. Оволодіння практичною методикою послідовного виконання етапів ескізного компоунування редукторів різних типів, що мають різноманітні кінематичні та конструктивні особливості.

Основні теоретичні відомості

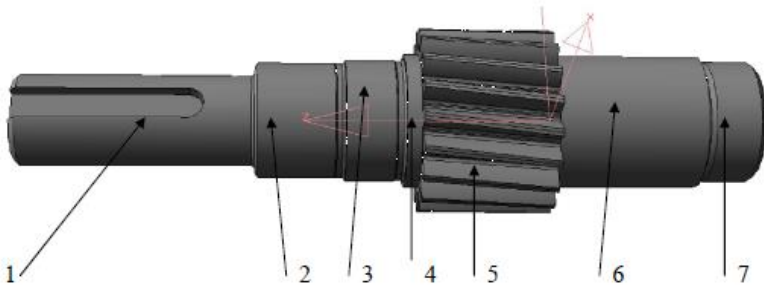
Вал має форму ступінчастого тіла обертання (рис. 1). Кожна ступень його поверхні виконує певні функції. Вхідні (вихідні) вали редукторів звичайно мають наступні елементи:

- хвостовик 1 використовується для монтажу півмуфти, шківів, зубчастого колеса, зірочки або інших деталей, через які вал сприймає обертаючий момент. Кріплення деталей, що змонтовані на хвостовику вала, може виконуватись за допомогою шпонкового, шліцьового (рідко – штифтового) з'єднання або посадки з натягом. Хвостовик може мати як циліндричну, так і конічну форму;

- ділянка 2 контактує з манжетним ущільненням і характеризується малою шорсткістю поверхні для зменшення зносу вала і ущільнення;

- шипи 3 і 7 використовуються для монтажу підшипників;
- зубчастий вінець шестірні 5, що виготовлений разом з валом, використовується для передачі обертаючого моменту з вала на колесо;

- вільні ділянки 4 та 6 забезпечують необхідні відстані між змонтованими на валі деталями та елементами корпусу.



1 – хвостовик; 2 – ділянка з манжетним ущільненням; 3 – шип; 4, 6 – вільні ділянки;
5 – зубчастий вінець шестірни; 7 – шип

Рисунок 1 – Зовнішній вигляд вал-шестірни з позначенням функціональних поверхонь

Завдання для самопідготовки

Під час підготовки до даного практичного заняття проробити матеріали лекції „Вали та осі“ [1], засвоїти основні положення навчальної літератури, що рекомендована [2-4]. В процесі ознайомлення з матеріалами лекцій звернути увагу на основну відмінність в термінології „вал“ або „вісь“ і спільні риси в призначенні і конструкції, які поєднують ці деталі, що обслуговують передачі.

Класифікувати вали та осі за основними ознаками: за формою геометричної осі, за формою перетину, за загальним виглядом, за кількістю і розташуванням опор, за місцем валів у приводі, тощо.

Звернути увагу на термінологію назв елементів валів найбільш поширеної ступінчастої форми (цапфи, шийки, шипи, п'яти і т.п.).

З'ясувати критерії роботоздатності валів та осей, види їх руйнувань, основні вимоги, що пред'являються до валів та осей, вимоги до матеріалів для їх виготовлення, порядок вибору матеріалів та їх обробки.

Розглянути види та методи перевірочних та проєктних розрахунків валів та осей, їх етапи і доцільність використання у тих чи інших випадках.

Ознайомитись з методикою найбільш поширеного простого розрахунку валів на міцність - орієнтовного розрахунку. Визначити умовні допущення, які лежать в основі цього розрахунку, переглянути та проаналізувати формули, за якими проводяться розрахунки.

Встановити призначення, роль і місце ескізного компонування у процесі проєктування – підготовки до другого етапу, більш точного, розрахунку валів на міцність – наближеного розрахунку вала.

Ознайомитись з принципами і послідовністю ескізного компонування редукторів різних типів, видів з різними конструктивними особливостями.

Програма роботи

- видача індивідуального завдання, ознайомлення з основними вимогами до об'єму, змісту, оформлення завдання, графіком виконання;
- видача методичної літератури, ознайомлення з її особливостями, порядком користування довідковими даними;
- узгодження основних етапів методики розрахунку і побудови ескізного компонування, попередження про типові помилки, які зазвичай часто допускають студенти;
- виконання студентами прикладу ескізного компонування згідно з темою даного практичного заняття;
- аналіз проміжних етапів побудови ескізного

компонування, які потребують прийняття конкретних конструктивних рішень;

- контроль викладача за ходом проведення заняття з аналізом виникаючих у його процесі помилок, допущених студентами;

- аналіз кінцевих результатів проведеного розрахунку і побудови ескізного компонування, формулювання висновків і рекомендацій;

- підведення підсумків практичного заняття, видача завдання на самостійну роботу студентів.

Завдання та вихідні дані для розрахунків

1 Оформлення вихідних даних на розрахунок:

а) сформулювати задачу розрахунку з зазначенням основних етапів;

б) навести вихідні дані розрахунку:

- обертаючі моменти на валах редуктора;

- основні розміри елементів передач (зубчастих коліс, шківів, зірочок, напівмуфт, тощо), які потрібно встановити на валах;

- складові зусилля в зачепленнях (колові, радіальні, осьові).

Обертаючі моменти на валах редуктора, Н·м:

- ведучому (швидкохідному) $T_{III} =$

- проміжному $T_{II} =$

- веденому (тихохідному) $T_I =$

Розміри елементів передач, мм:

- ділильні діаметри і ширина $d_{1III} =$ $b_{1III} =$

$d_{2III} =$ $b_{2III} =$

$d_{1I} =$ $b_{1I} =$

$d_{2I} =$ $b_{2I} =$

Зусилля в зачепленнях, Н:

- колові $F_{tIII} =$ $F_{tI} =$

- радіальні $F_{rIII} =$ $F_{rI} =$

- осьові $F_{aIII} =$ $F_{aI} =$

Як правило, у якості завдання на практичне заняття використовується схема двоступінчастого циліндричного редуктора, тому, в залежності від схеми потрібно навести ділильні діаметри та ширину шестірень і коліс обох ступіней.

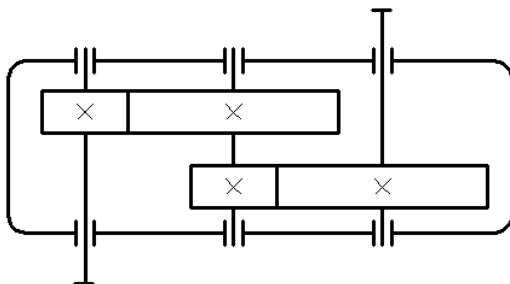


Рисунок 2 – Кінематична схема редуктора

2 Вибір матеріалу валів

Для валів редукторів звичайно вибирають середньовуглецеві сталі 45, 50, 40Х з термообробкою нормалізація або поліпшування.

Таблиця 1 – Механічні характеристики сталей, що застосовуються для виготовлення більшості валів редукторів

Марка сталі	ГОСТ	Границя міцності $\sigma_{\text{мц}}$, МПа	Границя текучості $\sigma_{\text{т}}$, МПа	Допустимі напруження $[\sigma]$, МПа
35	1050–88	720	480	36...42
45	1050–88	800	560	42...48
40Х	4543–71	980	780	52...58

3 Орієнтовний розрахунок валів

Згідно з методикою розрахунку орієнтовний розрахунок виконується умовно тільки на деформацію кручення, а вплив на міцність вала деформацій згину, концентраторів напружень та характеру навантажень компенсується значно заниженими значеннями допустимих напружень. Діаметр вала визначається

по формулі (1) [5] і повинен бути округленим до числа кратного п'яти.

$$d_i \geq 10 \sqrt[3]{\frac{16T_i}{\pi [\tau]_{кр}}}, \quad (1)$$

де T_i – обертаючий момент на валі, Н·мм;

$[\tau]_{кр}$ – допустимі напруження, $[\tau]_{кр} = 15 \dots 20$ МПа.

4 Вибір підшипників для валів

На етапі попереднього ескізного компонування у якості опор валів рекомендують використовувати кулькові однорядні радіальні підшипники легкої або ж середньої серії. Основні розміри підшипників – діаметри внутрішнього і зовнішнього кілець і ширина визначаються за каталогом підшипників, за довідниками або за таблицею 2.

Таблиця 2 – Розміри підшипників кулькових радіальних однорядних

У міліметрах

Номер підшипника	d	D	B
204	20	47	14
205	25	52	15
206	30	62	16
207	35	72	17
208	40	80	18
209	45	85	19
210	50	90	20
211	55	100	21
212	60	110	22
213	65	120	23
214	70	125	24
215	75	130	25
216	80	140	26

5 Розміри елементів корпусу редуктора

Визначення основних розмірів корпусних деталей проводиться на прикладі литого чавунного роз'ємного корпусу.

Основні розміри оформити у вигляді таблиці 1.

Таблиця 1 – Основні розміри елементів корпусу і кришки редуктора

У міліметрах

Найменування	Позначення	Прийняте значення
Товщина стінки корпусу редуктора	δ	
Товщина стінки кришки редуктора	δ_1	
Товщина верхнього фланця корпусу	s	
Товщина нижнього фланця корпусу	s ₂	
Товщина фланця кришки редуктора	s ₁	
Діаметр фундаментних болтів	d _{к1}	
Діаметр болтів, що стягують кришку і корпус	d _{к2}	
	d _{к3}	
Товщина ребер корпусу	δ_p	
Товщина підйомної петлі	b _п	
Діаметр штифта	d _ш	
Діаметр відривного гвинта	d _{вг}	
Ширина фланця	k ₁	
	k ₂	
	k ₃	
Довжина опорної поверхні нижнього фланця корпусу	l _ф	
Ширина опорної поверхні нижнього фланця корпусу	b _ф	
Відстань від осі болта до стінки корпусу	c ₁	
	c ₂	
	c ₃	
Діаметр отвору під болт	d _{о.1}	
	d _{о.2}	
	d _{о.3}	
	h _{п2}	
	h _{ц3}	

6 Ескізне компоновання редуктора

Мета ескізного компоновання – визначення розмірів валів по довжині, зокрема відстаней між серединами опор і серединами елементів передач, які базуються на даному валі. Ці розміри у подальшому будуть використовуватись при наближеному розрахунку вала (розрахунку на спільну дію кручення і згину).

Ескізна компоновка редуктора звичайно виконується на міліметровому папері бажано в масштабі 1:1 олівцем в контурних лініях і повинна містити ескізне зображення редуктора і основний надпис. При комп'ютерному виконанні компоновку проводять на офісному папері формату А4 у будь-якому стандартному масштабі.

Компоновання циліндричного двоступінчастого редуктора проводиться у такій послідовності:

- 1) Вибрати масштаб і намітити розташування компоновки;
- 2) Провести осьові лінії валів на відстані $a_{wш}$ і $a_{wт}$ одна від одної;
- 3) Побудувати швидкохідну ступінь у відповідності з розмірами, які було отримано при розрахунку зубчастих передач: $d_{a1ш}$, $d_{a2ш}$, $b_{1ш}$, $b_{2ш}$, $d_{1ш}$, $d_{2ш}$.
- 4) Побудувати тихохідну ступінь дотримавши зазор $0,8\delta$ між швидкохідним колесом і тихохідною шестірню за розмірами: $d_{a1т}$, $d_{a2т}$, $b_{1т}$, $b_{2т}$, $d_{1т}$, $d_{2т}$.
- 5) На відстані $1,2\delta$ від торця шестірень і кіл виступів зубчастих коліс провести контур внутрішньої поверхні корпусу редуктора.
- 6) Розташувати підшипники так, щоб торцем вони знаходилися на внутрішній поверхні корпусу, а їх вісь співпадала з віссю валів.

7) Викреслити вали діаметрами d_i , які були прийняті при орієнтовному розрахунку валів. Довжина ділянок валів: $f_{ш} = k_3 + \delta - B_1 + 2d_1$; $f_r = k_2 + \delta - B_3 + 2d_3$.

8) Визначити графічно a , b , c – відстані між точками прикладення сил.

Один з варіантів ескізної компоновки редуктора, розробленої в комп'ютерному виконанні, показаний на рисунку 3.

Контрольні запитання

- 1 В чому основна відмінність вала від осі?
- 2 Наведіть класифікацію валів по призначенню.
- 3 Наведіть класифікацію валів по формі.
- 4 З якою метою використовують порожнинні вали?
- 5 Назвіть основні типи вихідних кінців валів.
- 6 Сформулюйте основні вимоги до матеріалів валів.
- 7 Які матеріали і види обробки найчастіше використовуються при виготовленні валів механічних приводів?
- 7 З якою метою при проектних розрахунках вала виконують його ескізне компонування?
- 8 Поясніть основні терміни, якими характеризують елементи валів (цапфа, шийка, шип, п'ята, тощо).
- 9 Назвіть функціональні поверхні валів.
- 10 Як визначити відстані між точками прикладення сил на валі?

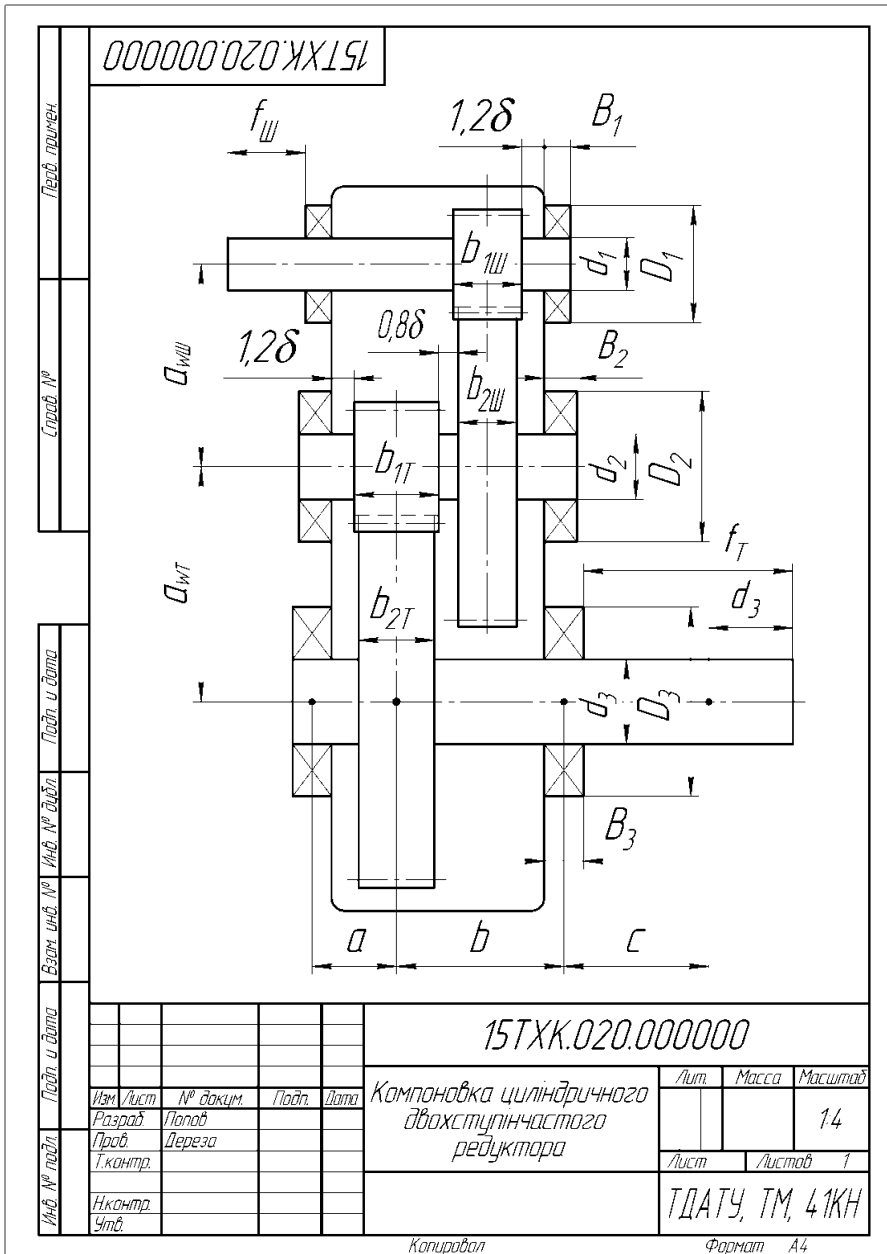


Рисунок 3 – Приклад виконання ескізної компоновки редуктора

НАБЛИЖЕНИЙ РОЗРАХУНОК ВАЛА

Мета роботи: Проведення аналізу компоувальних схем сполучень вал-зубчасте колесо, підшипникових вузлів. Оволодіння практичною методикою послідовного виконання етапів наближеного та уточненого розрахунків валів для найбільш поширених компоувальних схем редукторів різних типів, що мають різноманітні кінематичні та конструктивні особливості.

Основні теоретичні відомості

Форма вала по довжині визначається розподілом навантаження і умовами технології виготовлення і збирання. Епюри згинальних моментів по довжині валів, як правило, непостійні.

Обертаючий момент зазвичай передається по всій довжині вала. Тому за умовою міцності припустимо і доцільно конструювати вали змінного перерізу, що наближаються до форми тіл рівного опору. Практично вали виконують ступінчастими. Ця форма є зручною у виготовленні і складанні; уступи валів можуть сприймати великі осьові сили. Вали розраховують як балки на шарнірних опорах. Для валів, що обертаються в підшипниках кочення, встановлених по одному на опорі, ця схема забезпечує отримання досить точних результатів. Сили на вали передаються через насаджені на них деталі: зубчасті колеса, зірочки, шківів, муфти і т.і. При простих розрахунках приймають, що насаджені на вал деталі передають зосереджені сили і моменти на середині своєї ширини і ці перетини вала приймають за розрахункові.

Основний (наближений) розрахунок вала полягає в обчисленні згинальних і крутних моментів у характерних перерізах вала, побудові епюр цих моментів. При дії навантажень на вал в різних площинах їх розкладають на дві взаємноперпендикулярні площини, за одну з яких приймається площина дії однієї з сил.

Завдання для самостійної домашньої підготовки

Під час підготовки до даного практичного заняття проробити матеріали лекції „Вали та осі“, уяснити основні положення навчальної літератури, що рекомендована [2-4].

В процесі ознайомлення з матеріалами лекції та літератури звернути увагу на роль і місце наближеного і уточненого розрахунків валів у системі проєктних та перевірочних розрахунків на міцність.

Проаналізувати спільні положення і уточнити особливості в визначенні числових значень та напрямків складових (колових, радіальних, осьових) зусилля в найбільш поширених (зубчастих циліндричних, конічних та черв'ячних) зачепленнях. З'ясувати, які зусилля діють в передачах гнучким зв'язком (пасових та ланцюгових), з'єднувальних муфтах, визначення величини цих зусиль і яким чином вони передаються на вали привода.

Ознайомитись з методикою побудови просторових схем різних приводів, для цього згадати основні правила викреслювання аксонометричних проєкцій, зокрема тіл обертання – циліндрів, дисків, тощо.

Повторити правила компонування розрахункових схем для розрахунків валів на сумісну дію кручення і згину, а також методика знаходження напрямку і числових значень опорних реакцій, правила визначення знаків і величини згинаючих моментів, побудову їх епюр та епюр обертаючих моментів.

З'ясувати, яким чином визначаються сумарні згинальні моменти і еквівалентний момент у найбільш навантаженому перерізі, який характеризує сумісну дію деформацій кручення і згину. Ознайомитись з методикою наближеного розрахунку вала, порядком прийняття розмірів шийок, діаметри яких розрахунком не визначаються.

Уявити фізичну сутність руйнування матеріалів від втоми і основи розрахунків деталей машин, зокрема валів на витривалість. Розглянути різні види концентраторів напружень, їх вплив на втомну міцність вала та урахування цих концентраторів при конструюванні елементів валів.

Програма роботи

- видача індивідуального завдання, ознайомлення з основними вимогами до об'єму, змісту, оформлення завдання, графіком виконання;
- видача методичної літератури, ознайомлення з її особливостями, порядком користування довідковими даними;
- узгодження основних етапів методики наближеного розрахунку вала, попередження про типові помилки, які за звичай часто допускають студенти;
- виконання студентами прикладу наближеного розрахунку вала згідно з темою даного практичного заняття;
- контроль викладача за ходом проведення заняття з аналізом виникаючих у його процесі помилок, допущених студентами;
- аналіз кінцевих результатів проведеного розрахунку і визначення діаметрів вала у різних перетинах, формулювання висновків і рекомендацій;
- підведення підсумків практичного заняття, видача завдання на самостійну роботу студентів.

1 Завдання та вихідні дані для розрахунків

обертаючий момент, Н·м	$T =$
колова сила на колесі, Н	$F_t =$
радіальна сила, Н	$F_r =$
зусилля на напівмуфті, Н	$F_M =$
відстані між елементами на валі, мм:	$a =$, $b =$, $c =$.

2 Побудова просторової схеми привода

Просторова схема привода виконується для наочного уявлення взаємного розташування елементів передач в просторі, визначення напрямків обертання валів привода (рис. 1). Просторова схема дає змогу встановити напрямки дії зусиль, які виникають в зачепленнях привода, і „прив’язати“ кожну цю силу до відповідного елемента зачеплення або до інших деталей, що базуються на даному валі, зокрема напівмуфт, шківів, зірочок.

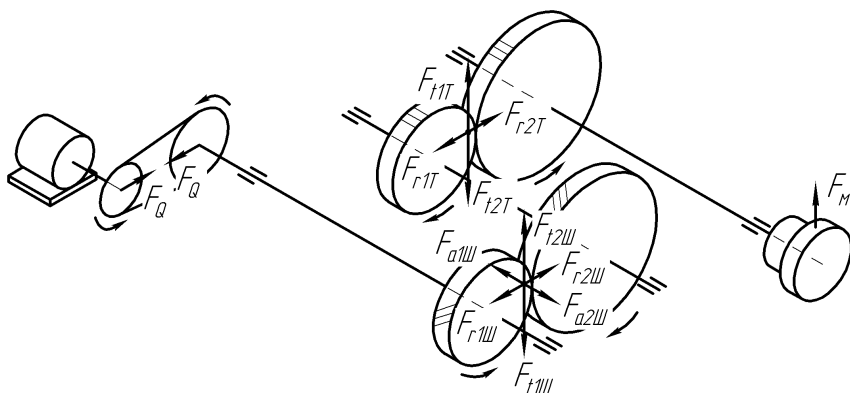


Рисунок 1 – Просторова схема привода

Якщо величина і напрямок зусилля на напівмуфті невідомі, то слід скористатися рекомендаціями [5] і направити зусилля так, щоб воно збільшувало напруження і деформації від найбільшої, діючої на вал колової сили, прикладеної до елемента передачі (колеса, черв’яка, тощо). Величину цього

зусилля звичайно визначають по емпіричних формулах у межах 20...60% від значення колової сили.

3 Визначення опорних реакцій

Вз'язку з тим, що вал умовно заміняється при розрахунку балкою на двох шарнірних опорах, яка являє собою статично визначену систему, опорні реакції у кожній площині визначаються з рівнянь статички. Після визначення числових значень в кожній площині потрібно вичислити сумарні опорні реакції, які в подальшому будуть використані для розрахунку підшипників.

4 Визначення моментів і побудова їх епюр

Визначення значень згинаючих моментів в характерних точках вала проводиться як для горизонтальної, так і для вертикальної площини. Крім епюр згинаючих моментів у кожній площині прийнято будувати епюру сумарних згинаючих моментів. Потрібно пам'ятати, що на окремих ділянках вала епюра сумарних згинаючих моментів буде мати нелінійний характер, але для зручності зображення епюр на цих ділянках апроксимуються прямолінійними відрізками. Крім того, для круглого перерізу вала не має суттєвого значення просторове розташування сумарної епюри згинаючих моментів, і тому вона зображується плоскою.

Обертаючий момент, який навантажує дільницю вала між елементами передач, прийнято вважати величиною постійною і тому його епюра обмежується прямою лінією, паралельною осі вала.

Для визначення еквівалентного моменту звичайно використовують 3-тю або ж 4-ту гіпотези міцності, частіше 3-тю $M_{ек} = \sqrt{M_{зг}^2 + 0,75T^2}$. Епюру еквівалентного моменту звичайно не зображують, але в деяких випадках для більшої наочності її можна навести.

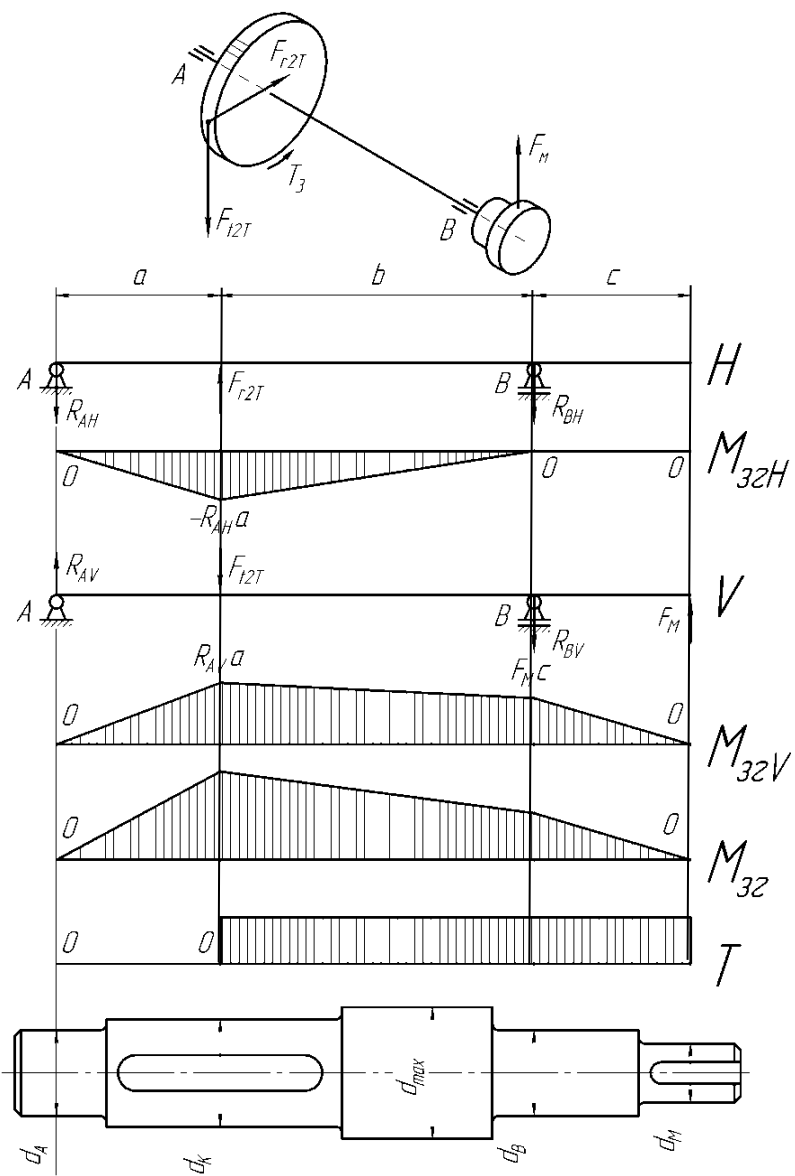


Рисунок 2 – Розрахункова схема, епюри моментів і ескіз веденого вала циліндричного двоступінчастого редуктора

5 Визначення діаметра вала

При наближеному розрахунку діаметр вала визначається виходячи з величини еквівалентного моменту і допустимих напружень згину. При розрахунку нескладних валів, наприклад валів редукторів, діаметр визначають в одному перерізі – найбільш навантаженому, який ще часто називають небезпечним перерізом.

$$d = \sqrt[3]{\frac{32M^{np}}{\pi[\sigma]_{зг}}}, \quad (1)$$

де $[\sigma]_{зг}$ – допустимі напруження, $[\sigma]_{зг} = 50... 70$ МПа.

6 Конструктивне оформлення вала

Після наближеного розрахунку потрібно визначитись з формою і розмірами всіх конструктивних елементів вала. Як правило, визначальними розмірами при конструюванні вала є діаметри шийок під підшипники; вони повинні узгоджуватись як з діаметром вала, одержаним в результаті наближеного розрахунку, так і з діаметром отвору підшипників – опор вала. Всі інші діаметральні розміри вала, а також довжина його шийок призначаються конструктивно, з урахуванням всіх правил конструювання ступінчастих валів [3, 4].

Контрольні запитання

- 1 Під дією яких деформацій перебувають вал або вісь при роботі?
- 2 Чому частіше застосовують ступінчасту форму валів?
- 3 З якою метою перед наближеним розрахунком валів рекомендують будувати просторову схему привода?
- 4 Які деформації у перерізі вала викликають осьові складові зусилля в зубчастих або черв'ячних зачепленнях?
- 5 Наведіть основні критерії працездатності валів і осей та поясніть, за якими параметрами їх оцінюють?

6 В якому випадку шестірня виготовляється сумісно з валом?

7 Перерахувати вимоги до призначення діаметрів сусідніх між собою ділянок вала.

8 Вкажіть основну відмінність орієнтовного і наближеного розрахунків вала на міцність.

9 Що таке концентратори напружень?

10 Поясніть сутність еквівалентного моменту; для чого його визначають при наближеному розрахунку вала?

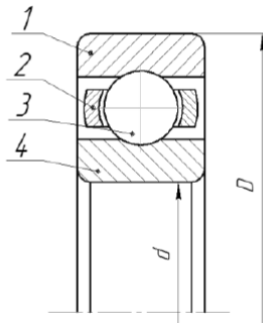
ПІДБІР ПІДШИПНИКІВ КОЧЕННЯ

Мета роботи: Ознайомлення з класифікацією підшипників кочення. Одержання практичних навичок і закріплення теоретичних знань в виборі типу підшипників кочення для вала редуктора, який працює в конкретних умовах навантажень. Визначення еквівалентного навантаження на підшипник та оволодіння методикою розрахунку ресурсу та довговічності підшипника з використанням його динамічної вантажності.

Основні теоретичні відомості

Підшипники кочення – це стандартизовані складові одиниці, які мають у своєму складі тіла кочення (кульки або ролики) і працюють на основі ефекту тертя кочення.

Підшипники кочення, як правило, складаються з деталей: зовнішнього та внутрішнього кілець з доріжками кочення, тіл кочення (кульок або роликів), сепараторів, які розділяють і направляють тіла кочення.



1 – зовнішнє кільце; 2 – сепаратор; 3 – тіла кочення;

4 – внутрішнє кільце з доріжками кочення

Рисунок 1 – Конструкція підшипника кочення

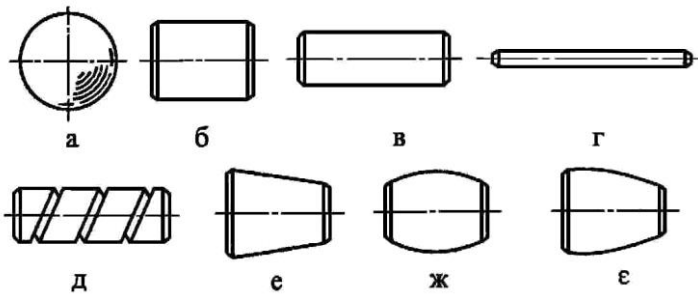
Існують конструкції підшипників, у яких відсутні одне або обидва кільця, деякі підшипники не мають сепараторів.

Згідно з ГОСТ 3395-75 підшипники кочення розділяють:

1) по напрямку сприйняття навантаження на:

- радіальні, які сприймають радіальне навантаження;
- радіально-упорні, які здатні сприймати радіальне та осьове навантаження;
- упорно-радіальні, які сприймають значне осьове і незначне радіальне навантаження;
- упорні, які сприймають тільки осьове навантаження;

2) по формі тіл кочення на: кулькові та роликові (рис. 2);



а – кулька; б, в, г, д, е, ж, з – ролик; б – циліндричний короткий; в – циліндричний довгий; г – голчастий; д – витий; е – конічний; ж, з – бочкоподібний

Рисунок 2 – Форма тіл кочення підшипників

3) за кількістю рядів тіл кочення: одно-, дво-, та чотирирядні;

4) за здатністю компенсувати перекося валу: на самоустановні (допускають перекося до $2...3^\circ$ та не самоустановні;

5) за розмірами: по серіях діаметра (надлегка, особливо легка, легка, середня та важка) та по серіях ширини (особливо вузька, вузька, нормальна широка, особливо широка).

Класифікація підшипників кочення за основними групами і типами:

Кулькові однорядні радіальні типу 0000 призначені для сприйняття радіальних навантажень, але можуть сприймати і осьові навантаження в обох напрямках, до 70 % невикористаного радіального навантаження. Ці підшипники забезпечують осьову фіксацію валів в межах осьового зазора та задовільно працюють при перекосах кілець на кут не більш 8'. У порівнянні з іншими вони допускають найбільшу частоту обертання валів. Сепаратори переважно штамповані, але в деяких підшипниках, для роботи в особливих умовах (велика частота обертання), застосовують масивні сепаратори з антифрикційних матеріалів: бронзи, текстоліту та ін.

Область застосування – жорсткі двоопорні вали, прогин яких не викликає надмірного кутового зміщення осі вала відносно осі посадочного отвору, вали з відстанню між опорами $L \leq 10d$.

Кулькові радіальні дворядні сферичні типу 1000 призначені для сприйняття радіальних навантажень, але можуть сприймати і осьові навантаження, в обох напрямках до 20 % невикористаного допустимого радіального навантаження. Доріжка кочення на зовнішньому кільці сферична, це забезпечує нормальну роботу підшипника при значному перекосі (до 2...3°) внутрішнього кільця відносно зовнішнього. Підшипники типу 11000 мають конічний отвір (конусність 1:12), укомплектовані закріплювальною втулкою з гайкою і призначені для встановлення на гладких циліндричних валах у будь-якому місці.

Область застосування – багатоопорні вали трансмісійного типу, двоопорні вали, що мають під час роботи прогини, вали в конструкціях, де технологічно неможливо забезпечити строгу співвісність посадочних гнізд (при монтажі

підшипників в окремо розташованих корпусах на рамах з незначною жорсткістю та ін.).

Роликові радіальні з короткими циліндричними роликами типу 2000 призначені для сприйняття тільки радіального навантаження. Вони мають значно більшу навантажувальну здатність, ніж рівногабаритні радіальні кулькові підшипники, але допускають меншу частоту обертання. Ці підшипники дуже чутливі до перекосів, так як при цьому виникає концентрація напружень по краю роликів.

Область застосування – жорсткі короткі двоопорні вали.

Роликові радіальні сферичні типу 3000 призначені в основному для сприйняття радіальних навантажень, але спроможні сприймати осьове навантаження, діюче в обох напрямках і не перевищує 25 % невикористаного допустимого радіального навантаження.

Можуть працювати при чистому осьовому навантаженні, але у цьому випадку працює один ряд роликів. Підшипники мають два ряди бочкоподібних роликів. Допускають перекіс кілець 2...3°.

Область застосування – важко навантажені багатоопорні вали, які мають значні прогини, вали, які мають консольне навантаження в конструкціях, де технологічно неможливо забезпечити строгу співвісність посадочних гнізд.

Роликові радіальні з довгими циліндричними роликами або голчасті типу 4000 призначені для сприйняття тільки радіального навантаження. Мають значно менші радіальні розміри, ніж інші типи підшипників. Монтаж зовнішнього та внутрішнього кілець з комплектом голок, як правило, виконується окремо один від одного. Перекіс кілець не допускається. Підшипники з сепараторами допускають більшу частоту обертання, але мають меншу навантажувальну спроможність з-за меншої кількості голок.

Область застосування – опори, розміри яких мають обмеження в радіальному напрямку. Найчастіше ці підшипники застосовуються для роботи у режимі коливань (наприклад, карданні вали).

Роликові радіальні з витими роликами типу 5000 призначені для сприйняття тільки радіального навантаження. Ролики, які звиті зі сталеві стрічки, являють собою своєрідні пружини, здатні сприймати та гасити ударні навантаження. У порівнянні з підшипниками з суцільними роликами мають знижену жорсткість і збільшені радіальні зазори, менш чутливі до забруднення вузла. Сепаратори цих підшипників складаються з двох кілець, що з'єднані між собою розпірками, які проходять крізь осьові порожнини роликів.

Область застосування – опори валів з середніми по величині радіальними навантаженнями ударного характеру, зі зменшеними вимогами до точності монтажу.

Кулькові радіально-упорні – типу 6000 призначені для сприйняття радіальних і односторонніх осьових навантажень. Спроможність сприймати осьове навантаження залежить від кута контакту α , зі збільшенням якого зростає осьова вантажопідйомність підшипника. По швидкохідності не поступаються кульковим типу 0000.

Область застосування – жорсткі двоопорні вали. Підшипники встановлюють в обох опорах навіть при умові односторонньої дії навантаження. Для сприйняття двостороннього осьового навантаження однією опорою в ній застосовують здвоєні підшипники. Особливістю підшипників є те, що вони вимагають регулювання осьового зазора в процесі монтажу і у процесі подальшої експлуатації.

Радіально-упорні конічні – типу 7000 призначені для сприйняття одночасно діючих радіальних і осьових навантажень. Допустимі колові швидкості нижчі, ніж у

підшипників з короткими циліндричними роликами. Спроможність сприйняття осевого навантаження визначається кутом конусності α зовнішнього кільця. Зі збільшенням кута конусності (тип 27000) осьове навантаження збільшується за рахунок зменшення радіального. Підшипники не допускають перекосу осей валів і гнізд опор. Підшипники можна монтувати з попереднім натягом, який створюється при умові опори вала на двох конічних підшипниках. Існують і дворядні конічні роликові підшипники.

Область застосування – жорсткі двоопорні вали. Підшипники встановлюють попарно навіть за односторонньої дії навантаження. Вони допускають роздільний монтаж зовнішніх кілець і вимагають регулювання зазорів як під час монтажу, так і в процесі експлуатації.

Кулькові упорні – типу 8000 призначені для сприйняття тільки осевих навантажень. Вони допускають значно меншу частоту обертання порівняно з іншими типами підшипників, тому що доріжки кочення кілець можуть сприймати обмежені відцентрові зусилля.

Область застосування – комбіновані опори валів різноманітних машин при дії значних осевих зусиль.

Роликові упорні – типу 9000 призначені для сприйняття осевих навантажень. Мають значно більше допустиме осьове навантаження порівняно з кульковими упорними підшипниками. В роликових упорних підшипниках застосовуються як циліндричні, так і конічні ролики. Останні допускають значно більшу частоту обертання валів.

Область застосування – опори валів при дії значних осевих зусиль. Підшипники типу 9000 головним чином встановлюють у вузлах з вертикальним розташуванням валів.

При ремонті та експлуатації машин виникає необхідність встановити тип і розміри підшипників кочення по умовному позначенню.

Умовні позначення підшипників встановлені ГОСТ 3189-75. Для підшипників кочення прийнята цифрова система умовних позначень, що дозволяє довгу назву замінити кількома цифрами, які інформують про всі основні характеристики підшипника.

Маркірування найчастіше виконують на торці одного з кілець підшипника, однак воно може бути виконане і на поверхні захисної шайби, на циліндричній поверхні зовнішнього кільця, а також на пакувальній коробці.

Позначення звичайно складається з двох груп знаків. Перша група вказує на підприємство, яке виготовило підшипник. Наприклад, 4ГПЗ (4-й державний підшипниковий завод). Друга група складається з цифр або з цифр і літер, що і є умовним позначенням підшипника. Умовне позначення підшипника складається з основного позначення і додаткового, яке може бути як ліворуч, так і праворуч від основного.

Основне позначення підшипників складається тільки з цифр, максимальна кількість яких дорівнює семи. Додаткові знаки ліворуч від основного позначення можуть відокремлюватися літерою або знаком “-” (дефіс). Додаткові знаки праворуч завжди починаються з літери. Вони характеризують матеріал і конструкцію сепаратора, конструктивні та технологічні вимоги, мастило закладене у підшипники з захисними шайбами, спеціальні вимоги щодо шуму та ін.

Завдання для самостійної домашньої підготовки

Під час підготовки до роботи ознайомитись з класифікацією підшипників кочення, системою умовних

позначень, матеріалами, методами механічної і термічної обробки. Проробити матеріали лекції „Підшипники кочення“, засвоїти основні положення навчальної та навчально-методичної літератури, що рекомендована [1-5]. В процесі ознайомлення з матеріалами лекцій та літератури проаналізувати переваги і недоліки підшипників кочення (у порівнянні з підшипниками ковзання), уяснити область їх застосування.

Повторити класифікацію підшипників за основними ознаками: по напрямку сприйняття навантажень, за формою тіл кочення, за кількістю рядів тіл кочення, за здатністю компенсувати перекося вала, за вантажопідйомністю.

Проаналізувати систему умовних позначень підшипників кочення, звернувши увагу на особливості знаків основного позначення для підшипників з діаметром отвору внутрішнього кільця меншим за 10 мм. Розглянути систему додаткових знаків (справа і зліва основного позначення), зокрема позначення класу точності підшипника.

Звернути увагу на спільні риси та відмінності конструктивного оформлення того чи іншого типу підшипників, а також область переважного застосування підшипників різних типів.

З'ясувати критерії роботоздатності підшипників при різних умовах експлуатації, види руйнувань їх складових частин, основні вимоги, що пред'являються до матеріалів для їх виготовлення та їх термообробки.

Ознайомитись з критеріями вибору типу підшипника для тих чи інших умов навантажень, метою та порядком визначення приведенного навантаження на підшипник в залежності від типу підшипника і умов його навантаження.

Розглянути формулювання та уяснити суть таких показників підшипника кочення, як статична і динамічна

вантажність, їх застосування для того чи іншого випадку умов роботи підшипника.

Ознайомитись з методиками вибору підшипника за його статичною або динамічною вантажністю, визначення ресурсу та розрахункової довговічності.

Програма роботи

- видача індивідуального завдання, ознайомлення з основними вимогами до об'єму, змісту, оформлення завдання, графіком його виконання;
- узгодження форм і строків консультацій, порядку звітності студентів по результатах самостійної роботи;
- видача методичної літератури, ознайомлення з її особливостями та порядком користування довідковими даними;
- узгодження основних етапів методики розрахунку, попередження про типові помилки, які часто допускають студенти;
- виконання студентами прикладу підбору підшипників кочення згідно з темою даного практичного заняття;
- аналіз проміжних етапів розрахунків по вибору підшипників, які потребують прийняття конкретних рішень;
- контроль викладача за ходом проведення заняття з аналізом виникаючих у його процесі помилок, допущених студентами;
- аналіз кінцевих результатів проведеного розрахунку, формулювання висновків і рекомендацій;
- підведення підсумків практичного заняття, закріплення знань, видача завдання на самостійну роботу студентів.

1 Завдання та вихідні дані для розрахунків

Сформулювати задачу розрахунку з зазначенням основних його етапів.

Навести вихідні дані розрахунку:

- діаметр вала під підшипники, мм $d =$
- радіальне навантаження F_r (реакції в опорах), Н $R_A =$; $R_B =$
- осьове навантаження, Н $F_a =$
- частота обертання вала, об/хв. $n =$
- короточасні перевантаження, % $\Pi =$
- бажана довговічність підшипників.

Навести розрахункову схему навантажень на підшипники вала.

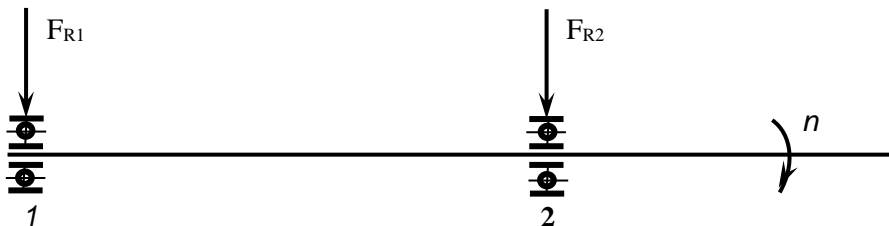


Рисунок 1 – Розрахункова схема вала

Примітка: Якщо на вал діють дві чи більше осьові сили (часто для проміжних валів) потрібно передбачити конструктивні особливості елементів передач (напрямок зубів зубчастих передач, витків черв'яків, тощо), встановлених на даному валі так, щоб ці осьові сили компенсували одна іншу і на підшипники діяли мінімальні осьові зусилля.

При виборі підшипників для вала, який працює у реверсивному режимі і для якого осьове зусилля на валі змінює свій напрямок, рекомендується на розрахунковій схемі

направити осьове зусилля на більш навантажений радіальними силами підшипник.

2 Вибір типу підшипників

При виборі необхідного для заданих умов роботи типу підшипників повинні бути враховані такі вимоги [5]:

- величина і напрямок навантаження (радіальне, осьове або комбіноване);
- характер навантаження (постійний, змінний, вібраційний або ударний);
- частота обертання кільця підшипника;
- необхідна довговічність (бажаний термін служби, виражений у годинах або мільйонах обертів);
- навколишнє середовище (вологість, наявність пилу, температура і т.п.);
- прийнятна вартість підшипника.

Якщо немає особливих вимог, то тип підшипника вибирається по співвідношенню осьового і радіального навантажень.

3 Визначення еквівалентного навантаження

Еквівалентним навантаженням для радіальних, упорних та упорно-радіальних підшипників називається таке постійне навантаження, при прикладанні якого до підшипника з тугим внутрішнім кільцем, що обертається разом із валом, і вільним зовнішнім кільцем у корпусі, забезпечується така ж довговічність, яку підшипник буде мати при дійсних умовах навантаження й обертання.

У загальному випадку приведені навантаження для підшипника, що сприймає осьове і радіальне зовнішнє навантаження:

$$Q_{\text{екв}} = (X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a) \cdot K_B \cdot K_T, \quad (1)$$

де F_r і F_a – радіальне й осьове навантаження на підшипник, Н;

X і Y – коефіцієнти радіального й осьового динамічних навантажень;

V – коефіцієнт обертання ($V = 1$ при обертанні внутрішнього кільця, $V = 1,2$ – при обертанні зовнішнього кільця);

k_b – коефіцієнт безпеки (динамічний коефіцієнт);

k_T – коефіцієнт температурний.

При розрахунках крім співвідношень осьового і радіального навантажень на підшипник враховується кінематика підшипника (через коефіцієнт обертання), умови його роботи (через коефіцієнт безпеки) і температурні умови.

Вибір типу підшипника ґрунтується на аналізі умов роботи складальної одиниці і проводиться з врахуванням характеру діючих навантажень.

Розрахунковий строк служби підшипника в годинах

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n} \left(\frac{C}{Q_{\text{екв}}} \right)^p, \quad (2)$$

де p – показник степені, для шарикопідшипників $p = 3$;

n – частота обертання вала, об/хв.;

p – показник степені ($p = 3$ – для кулькових підшипників; $p = 3,33$ – для роликів підшипників).

Отримане розрахункове значення довговічності L_h порівнюється зі значенням потрібної довговічності L_e

$$L_e \leq L_h.$$

Якщо умова не виконується, необхідно виконати розрахунки для інших типів і типорозмірів підшипників.

4 Особливості при виборі радіально-упорних підшипників

При розрахунку зусиль радіально-упорних підшипників необхідно враховувати, що в них при радіальному навантаженні та відсутності осьового зазора і натягу завжди виникає осьова сила. Розрахункові осьові навантаження, що діють на радіально-упорні підшипники, визначають у залежності від схеми впливу зовнішніх сил з урахуванням обраного відносного розташування підшипників.

5 Вибір підшипників, що працюють при перемінних режимах

Для підшипникових вузлів, де розмір визначених навантажень і частота обертання змінюються в часі (наприклад, в опорах коробок передач, канатних барабанів і т.і.) підшипники вибирають по еквівалентному навантаженню і умовній частоті обертання.

6 Остаточний вибір типорозміру підшипника

При виборі типорозміру підшипника звичайно застосовуються дві рівноцінних по своїй суті методики:

1) по каталогу вибирається підшипник визначеного типу, як правило легкої серії, і, виходячи з його динамічної вантажності та приведеного навантаження на нього, визначається ресурс цього підшипника у мільйонах обертів або ж, що зручніше, знаючи частоту обертання - розрахункова довговічність в годинах по формулі 2. Якщо отримане значення довговічності менше за бажане, то вибирається підшипник з більшою вантажністю і розрахунок повторюється.

2) знаючи приведені навантаження, частоту обертання і бажану довговічність, або ж ресурс підшипника, по довідкових таблицях [5] визначають співвідношення між приведеним навантаженням і динамічною вантажністю, а потім і саму

динамічну вантажність, по якій і вибирається типорозмір підшипника з каталогу. Після такого вибору можна уточнити довговічність.

Примітка: інколи доцільно проводити паралельний (варіантний) розрахунок довговічності для різних серій вантажності підшипника, а потім вибирати кращий варіант. Слід відмітити, що часто буває нераціональним приймати підшипники важких серій для забезпечення ними всього терміну роботи виробу, зручніше прийняти підшипники більш легкої серії з заміною їх на нові у визначений розрахунком строк.

По результатах розрахунку формулюються висновки, в яких коротко і ясно констатується хід розрахунку, наводиться позначення підшипників, які вибрано для вала, виходячи з його навантажень і умов роботи.

Контрольні запитання

1 Укажіть основні види пошкоджень підшипників кочення.

2 Чим пояснюється підвищена несуча здатність роликів підшипників кочення у порівнянні з кульковими?

3 Як та чому зміниться розрахункова довговічність підшипника 7209, якщо приведені навантаження на нього змінити з 1,5 кН до 3 кН?

4 Як і чому зміниться розрахункова довговічність підшипника 209, якщо змінити частоту обертання з 4000 до 2000 об/хв.?

5 Перерахуйте заходи, які можуть сприяти зменшенню значення приведенного моменту тертя в підшипниках.

6 Які дані про підшипник містить його класифікаційний номер?

7 Як позначають класи точності підшипників?

8 Причини виходу з ладу та види руйнування підшипників. Матеріали, що застосовуються для виготовлення деталей підшипників.

9 Фактори, які впливають на довговічність підшипників.

10 Види змащування підшипників. За якими критеріями призначається спосіб змащування й сорт мастила?

РОЗРАХУНОК ШПОНКОВИХ З'ЄДНАНЬ

Мета роботи: Вивчити основні конструкції шпонкових та шліцьових з'єднань, їх стандартні позначення, зображення на кресленнях, технологію виготовлення деталей і збирання з'єднань. Засвоїти методику перевірочних розрахунків на міцність шпонкових з'єднань різних типів.

Основні теоретичні відомості

Шпонкові та шліцьові з'єднання можна віднести як до групи з'єднань, так і до групи деталей, що обслуговують передачі. Призначення - закріплення деталей на валах і осях і передача обертаючого моменту між валом і маточиною.

Шпонкове з'єднання утворюють вал, шпонка і маточина деталі (колеса, шків, зірочки та ін.). Шпонка являє собою сталевий брус, який встановлено у пази вала і маточини. Шпонкові з'єднання поділяють на дві групи: 1) ненапружені – призматичними або сегментними шпонками; 2) напружені – клиновими шпонками або штифтами.

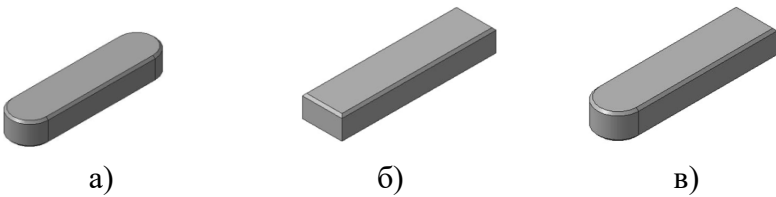
Переваги шпонкових з'єднань – простота конструкції і порівняно невисока вартість, легкість монтажу і демонтажу.

Недоліки – невисока навантажувальна спроможність, часто необхідність ручної підгонки; шпонкові пази послабляють вал і маточину, зменшуючи їх переріз і викликаючи ефект концентрації напружень.

З'єднання призматичними шпонками відносять до групи ненапружених і широко поширені в техніці. Шпонка являє собою прямокутну призму (рис. 1, а); може мати заокруглення одного або двох торців (рис. 1, б). Закруглені торці полегшують установку деталі на вал.

Паз у маточині виконують протяжкою або довбяком. Паз на валі виконують шпонковою фрезою, у крупносерійному і масовому виробництві – дисковою фрезою.

Для паза, виконаного шпонковою фрезою, потрібне ручне припасування. Дискова фреза більш продуктивна, а точність вища. Але паз має похилу ділянку, тому шпонку необхідно кріпити в пазі, часто гвинтами. Кріплення застосовують для направляючих шпонок, що мають велику довжину.



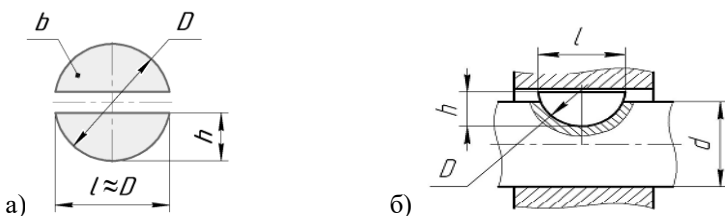
а) виконання 1; б) виконання 2; в) виконання 3

Рисунок 1 – Призматична шпонка

Установку шпонки в паз на валі виконують із натягом. Глибина паза складає 0,6 від висоти h шпонки. Призматична шпонка не утримує деталь від осьового зміщення уздовж вала.

Сегментну шпонку одержують, відрізаючи від круглого прутка діаметром D диск товщиною b , який потім розрізають на два рівних сегменти. При цьому висота шпонки $h \sim 0,4 D$, довжина $l = D$ (рис. 2, а).

Паз вала виконують дисковою фрезою, паз маточини – протяжкою або довбяком. Такий спосіб виготовлення забезпечує легкість установки і видалення шпонки, взаємозамінність сполучення. Ручна підгонка звичайно не потрібна. Шпонка в пазі вала самовстановлюється, додаткове кріплення не потрібне (рис. 2, б).



а) шпонка; б) шпонкове з'єднання

Рисунок 2 – Сегментна шпонка

Завдання для самостійної домашньої підготовки

Під час підготовки до даного практичного заняття проробити матеріали лекції „Шпонкові та шліцьові з'єднання“ [2].

При ознайомленні з матеріалами лекцій та літератури по темі шпонкових з'єднань звернути увагу на:

- класифікацію шпонкових з'єднань за ознакою напруженості і самих шпонок за формою;
- область застосування тих чи інших типів та видів шпонок;
- матеріали і допустимі напруження при розрахунках;
- види перевірочних розрахунків з'єднань;
- особливості конструювання валів з шпонковими канавками;
- технологічні особливості при виготовленні та складанні деталей, що входять до складу шпонкових з'єднань.

Програма роботи

- видача варіанта індивідуального завдання, ознайомлення з оформленням, графіком його виконання;
- узгодження порядку звітності студентів по результатах самостійної роботи, форм і строків консультацій;
- видача методичної літератури, ознайомлення з порядком користування довідковими даними;
- узгодження основних етапів методики розрахунку;

- попередження про типові помилки, що часто допускають студенти;
- виконання студентами прикладу вибору і розрахунку згідно з темою даного практичного заняття;
- аналіз етапів розрахунку, які потребують прийняття конкретних конструктивних рішень;
- контроль викладача за ходом проведення заняття з аналізом виникаючих у його процесі помилок;
- аналіз кінцевих результатів проведеного розрахунку, формулювання висновків і рекомендацій;
- підведення підсумків практичного заняття, узгодження завдань на самостійну роботу студентів.

Завдання та вихідні дані для розрахунків

1 Оформлення вихідних даних на розрахунок:

- а) сформулювати задачу розрахунку з зазначенням основних етапів;
- б) навести вихідні дані розрахунку шпонкового з'єднання:
 - обертаючий момент, що діє на валі;
 - довжина маточини елемента передачі, встановленого на валі;
 - вид виробництва – одиничне, серійне, масове.

2 Вибір матеріалу вала і шпонки

Для валів редукторів звичайно вибирають середньовуглецеві сталі 45, 50, 40Х з термообробкою нормалізація або поліпшування. Шпонки виконують з тих же марок сталей. Для виробництва призматичних шпонок звичайно застосовують суцільнотягнуті сталеві прутки відповідного перерізу.

3 Вибір типорозмірів шпонок для з'єднання

Діаметр вала визначається з умови дії напружень чистого кручення і повинен бути округленим до числа з нормального

ряду. Цей діаметр буде використаний для вибору типорозміру шпонки. При визначенні краще прийняти величину допустимих напружень, які рекомендуються для трансмісійних валів. Для порівняння, рекомендується вибрати для з'єднання два типи шпонок: призматичну і сегментну. Вибір типорозмірів потрібно проводити по таблицях відповідних стандартів в залежності від діаметра вала і довжини маточини.

4 Перевірочний розрахунок шпонкових з'єднань

Перевірку шпонкових з'єднань проводять по напруженнях зминання, які виникають на площі контакту виступаючої з вала частини шпонки з пазом маточини. Допустимі напруження при цьому розрахунку вибираються в залежності від матеріалу маточини (сталеві, чавунні, тощо) і від характеру навантаження (спокійне, нерівномірне, ударне, реверсивне і т.п.). Рекомендується сегментну шпонку додатково перевірити по напруженнях зрізу.

$$\sigma_{зм} = \frac{2T}{d(h - t_1)l_p} \leq [\sigma]_{зм}; \quad (1)$$

$$\tau_{зр} = \frac{2T}{d \cdot b \cdot l_p} \leq [\tau]_{зр}, \quad (2)$$

де T – обертаючий момент, що передає шпонка, Н·мм;

d – діаметр вала, мм;

b, h – відповідно ширина та висота шпонки, мм;

t_1 – глибина паза вала, мм;

l_p – робоча довжина шпонки, мм; $l_p = l - b$;

$[\tau]_{зр}$ – допустимі напруження зрізу, МПа.

$[\sigma]_{зм}$ – допустимі напруження зминання, МПа.

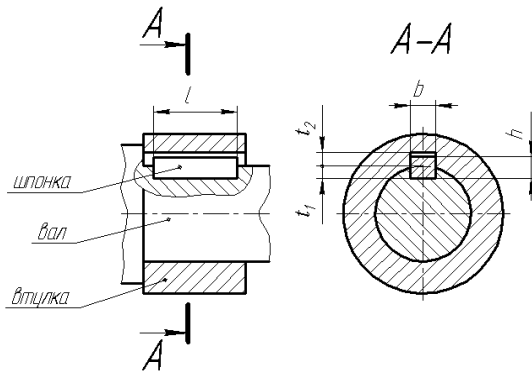


Рисунок 3 – Схема шпонкового з'єднання

Деталі різних з'єднань вибирають або за рекомендаціями програми КОМПАС (шпонки і шліці залежно від діаметра вала), або за таблицями з довідкових матеріалів.

При користуванні для перевірки шпонкових з'єднань «Справочником конструктора», слід вибирати певний типорозмір призматичної шпонки і матеріал маточини для виконання умов міцності.

5 Аналіз результатів розрахунку

Після перевірконого розрахунку потрібно провести аналіз результатів вибору і перевірки. Як правило, при розрахунку вала на кручення і виборі типорозміру шпонки виходячи з цього діаметра перевірка з'єднання на зминання дає позитивні результати. Якщо ж діючі напруження зминання незначно (на 10...15%) перевищують допустимі, (що може відбуватись при недостатній довжині маточини), слід прийняти рішення про збільшення довжини цієї маточини.

Для валів з високим рівнем навантаження можливе застосування двох шпонок в з'єднанні, що звичайно не рекомендується, бо значно ослабляє переріз вала та збільшує ризик руйнування від втоми.

Контрольні запитання

1. Загальне призначення та область застосування шпонкових та шліцьових з'єднань.
2. Основні недоліки шпонкових з'єднань.
3. Класифікація шпонкових з'єднань по призначенню (ненапружені або напружені з'єднання), їх порівняльна характеристика.
4. Класифікація шпонкових з'єднань по формі (призматичні, сегментні, клинові та інші).
5. Як визначити розміри шпонкового з'єднання за допомогою «Справочника конструктора»?
6. Стандартизація шпонок, порядок вибору типорозмірів.
7. Перевірочний розрахунок на роботоздатність основних видів шпонкових з'єднань.
8. Класифікація шліцьових з'єднань по формі та призначенню.
9. Переваги шліцьових з'єднань у порівнянні зі шпонковими.
10. Правила побудови кресленика вала з шпонковим пазом та шліцьового вала з використанням бібліотеки КОМПАС-SHAFT 2D.

РОЗРАХУНОК СИСТЕМИ ЗМАЩЕННЯ

Мета роботи: Ознайомлення з основними принципами вибору та розрахунку систем змащування для різних типів передаточних механізмів, зокрема редукторів загального призначення. Огляд конструкцій основних типових елементів системи змащування. Проведення аналізу видів змащування типових підшипникових вузлів, ущільнень вихідних кінців валів.

Основні теоретичні відомості

Для зменшення втрат потужності на тертя і зниження інтенсивності зносу поверхонь, що труться, а також для оберігання їх від заїдання, задирів, корозії і кращого відведення теплоти від поверхонь деталей, що труться, вони повинні мати надійне мастило.

В даний час у машинобудуванні для мастила передач широко застосовують картерну систему змащування. У корпус редуктора заливають мастило так, щоб вінці коліс були в нього занурені. При їх обертанні мастило захоплюється зубцями, розбризкується, утворюючи масляний туман, потрапляє на внутрішні стінки корпусу, звідки стікає в нижню його частину. Усередині корпусу утворюється суспензія частинок мастила в повітрі, які покривають поверхню деталей, розташованих усередині корпусу.

Картерне змащування застосовують при колівій швидкості зубчастих коліс від 0,3 до 12,5 м/с. При вищих швидкостях мастило скидається із зубців відцентровою силою і зачеплення працює при недоліку мастила. Крім того, помітно

збільшуються втрати потужності на перемішування мастила і підвищується його температура.

Вибір змащувального матеріалу заснований на досвіді експлуатації машин. Принцип призначення сорту мастила наступний: чим вище контактний тиск в зубцях, тим більшою в'язкістю повинне володіти мастило, чим вище колова швидкість колеса, тим менше повинна бути в'язкість мастила.

Для змащення деталей циліндричних і конічних редукторів застосовують індустріальні мастила марок I-20а, I-30а, I-40, I-50 та I-60. Підходять також мастила марок I-Г-С-32, I-Г-С-46, I-Г-С-68 та I-Г-С-100 (якщо колова швидкість зубців більшого зубчастого колеса не перевищує 12 м/с).

У основі корпусу редуктора передбачений вказівник рівня мастила і зливна пробка (рис. 1, 2).

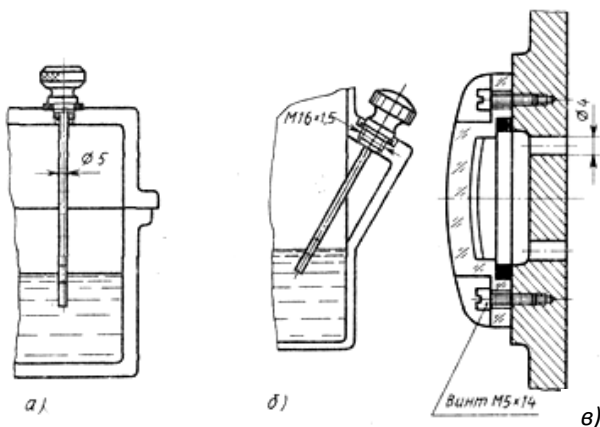
Циліндрична різьба не створює надійного ущільнення. Тому під пробку з циліндричною різьбою ставлять ущільнюючі прокладки з фібри, алюмінію, пароніту. Для цієї мети застосовують також кільця з мастилобензостійкої гуми. Кільця розміщують в поглиблення t , щоб вони не видавлювалися пробкою при її закручуванні.

Конічна різьба створює герметичне з'єднання, пробки з цією різьбою додаткового ущільнення не вимагають. Тому застосування їх більш бажано.

Для спостереження за рівнем мастила в корпусі встановлюють покажчик з числа наведених на рисунках 1, 2; мастилопокажчики жезлові (щупи) (рис. 1, а, б), круглі (рис. 1, в); мастилозливні пробки (рис. 2).

В процесі роботи мастило забруднюється продуктами зносу, властивості мастила з часом погіршуються. Тому мастило, налите в корпус редуктора, періодично змінюють, зливають його, корпус промивають і заливають свіже мастило. Заливають мастило через люк в кришці корпусу, а зливають

через отвір для гвинта в його нижній частині. Зливний отвір закривають пробкою з циліндричним (рис. 2, а) або конічним різьбленням (рис. 2, б).



а), б) жезлові (щупи), в) круглі
Рисунок 1 – Вказівники рівня мастила

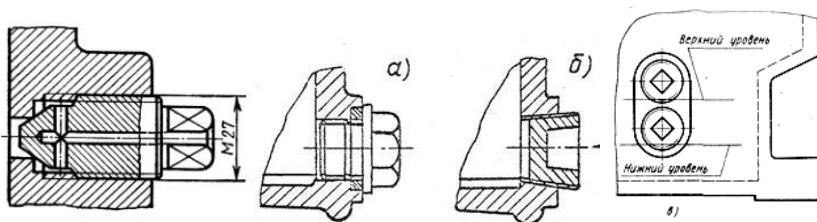


Рисунок 2 – Зливна пробка

Підшипники змащують тим же мастилом, що і деталі передач. Інше мастило застосовують лише у відповідальних виробках, в яких потрібно захистити підшипники від продуктів зносу деталей передач.

При картерному змащенні коліс підшипники кочення змащуються бризками мастила. При коловій швидкості обертання коліс понад 1 м/с бризками мастила покриваються всі деталі передач і внутрішні поверхні стінок корпусу. Мастило, що стікає з коліс, валів і стінок корпусу, потрапляє до підшипників.

У двоступеневій передачі при коловій швидкості < 1 м/с в мастило досить занурити тільки колесо тихохідної ступіні, а максимальний рівень приймається рівним третині радіуса колеса тихохідної ступіні (рис. 3).

Загальна кількість мастила в редукторі повинна бути не меншою від 0,5 л на один кіловат потужності редуктора. Нижній рівень змащення зануренням колеса відповідає величині m , а верхній становить приблизно $0,25d_2$.

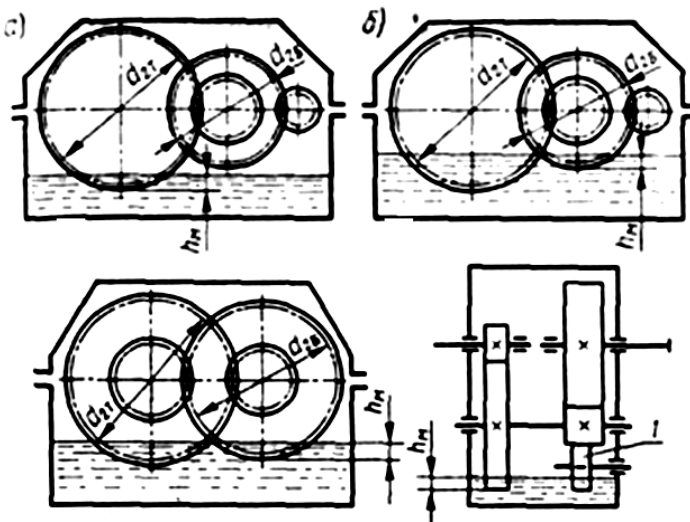


Рисунок 3 – Визначення рівня мастила у двоступеневих редукторах

При тривалій роботі, узв'язку з нагріванням мастила та повітря підвищується тиск усередині корпусу. Це призводить до просочування мастила через ущільнення і стики. Щоб уникнути цього, внутрішню порожнину корпусу з'єднують з зовнішнім середовищем шляхом установки віддушин в його верхніх точках.

Найбільше застосування знаходять віддушини, зображені на рис. 4.

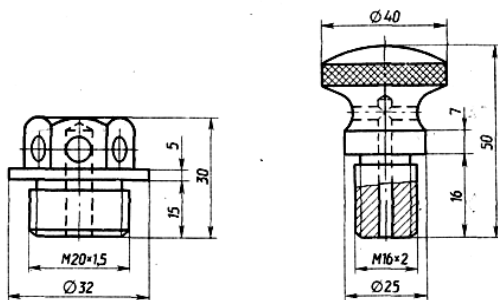


Рисунок 4 – Пробка-віддушина та ручка-віддушина

Ущільнювальні пристрої застосовують для оберігання від витікання мастильного матеріалу з підшипникових вузлів, а також для захисту їх від попадання ззовні пилу і вологи. У сучасному машинобудуванні широко застосовують манжетні ущільнення.

Манжету зазвичай встановлюють робочим краєм всередину корпусу (рис. 5) так, щоб забезпечити до неї хороший доступ мастила. При пресуванні пластичного мастильного матеріалу тиск всередині підшипникової камери може бути дуже високим. Щоб не пошкодити манжету, її встановлюють в цьому випадку робочим краєм назовні. Тоді при підвищенні тиску мастильний матеріал відігне крайок манжети і надлишок його вийде назовні. При високому рівні мастила ставлять поряд дві манжети.

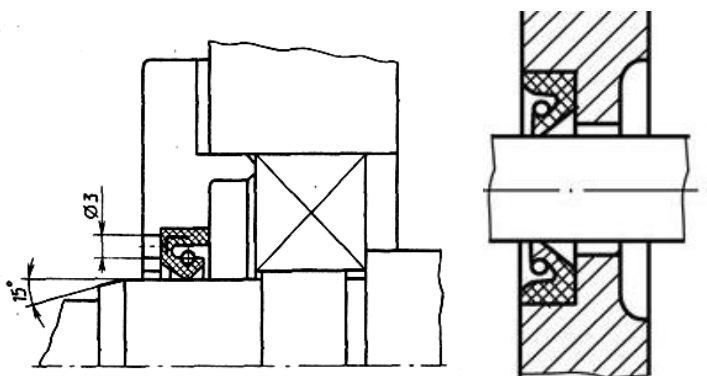


Рисунок 5 – Манжетне ущільнення

Завдання для самостійної домашньої підготовки

Під час підготовки до даного практичного заняття проробити матеріали з розрахунку системи змащення деталей та підшипникових вузлів [1].

При огляді літературних джерел по темі „Системи змащування“ зосередитись на:

- критеріях вибору систем змащування різних типів редукторів;
- критеріях вибору сорту мастила для передач зачепленням;
- особливостях змащування підшипників кочення;
- конструктивних особливостях корпусних деталей редукторів, коробок та деталей, що обслуговують систему змащування (пробок, кришок, масельничок, покажчиків рівня мастила, тощо);
- способах ущільнення нерухомих стиків корпусних деталей та рухомих деталей, зокрема вихідних кінців валів;
- методиках визначення кількості мастила для картерного способу змащування редукторів та коробок передач.

Програма роботи

- видача варіанта індивідуального завдання, ознайомлення з оформленням, графіком його виконання;
- узгодження, порядку звітності студентів по результатах самостійної роботи, форм і строків консультацій;
- видача методичної літератури, ознайомлення з порядком користування довідковими даними;
- узгодження основних етапів методики розрахунку;
- попередження про типові помилки, що часто допускають студенти;
- виконання студентами прикладу вибору і розрахунку згідно з темою даного практичного заняття;
- аналіз етапів розрахунку, які потребують прийняття конкретних конструктивних рішень;
- контроль викладача за ходом проведення заняття з аналізом виникаючих у його процесі помилок;
- аналіз кінцевих результатів проведеного розрахунку, формулювання висновків і рекомендацій;
- підведення підсумків практичного заняття, узгодження завдань на самостійну роботу студентів.

Завдання та вихідні дані для розрахунків

1 Оформлення вихідних даних на розрахунок:

- а) сформулювати задачу розрахунку з зазначенням основних етапів;
- б) навести вихідні дані розрахунку системи змащування редуктора:
 - потужність, що передається редуктором;
 - діаметр кола виступів найбільшого зубчастого колеса;
 - колова швидкість на дільному колі найбільшого зубчастого колеса редуктора;

- розміри dna редуктора: довжина і ширина між внутрішніми стінками (з ескізного компонування).

- потужність, яку передає редуктор, кВт $P =$
- обертаючий момент на валі, Н·мм $T =$
- дільний діаметр і ширина колеса, мм $d_2 =$
 $b_2 =$
- колова швидкість, м/с $v_2 =$
- розміри dna редуктора по внутрішніх стінках, мм:
 - довжина $L =$
 - ширина $B =$

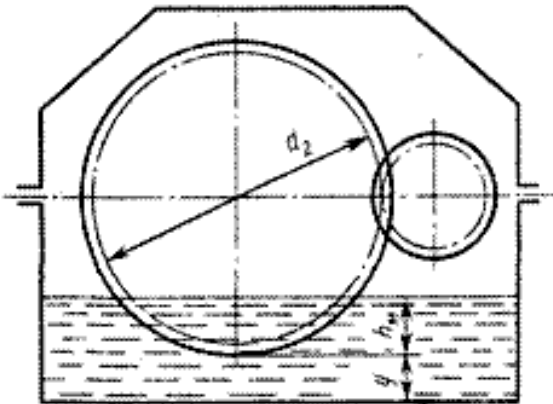


Рисунок 6 – Розрахункова схема системи змащення

2 Вибір способу змащення

Система змащування механічної передачі служить для пониження коефіцієнта тертя ковзання, зменшення зносу, відводу тепла і продуктів зносу від поверхонь тертя, захисту від корозії і зниження шуму і вібрацій.

Для закритих зубчастих і черв'ячних передач, що є складовою частиною таких механізмів як редуктори, коробки передач, звичайно застосовують картерний спосіб змащення.

При такому способі елементи передач – зубчасті і черв'ячні колеса, черв'яки змащуються зануренням, а підшипники кочення, встановлені в одній площині з внутрішньою стінкою корпусу, – розбризкуванням. Для конструкцій, що мають підшипники, віддалені від поверхні мастила (наприклад вертикальні багатоступінчасті редуктори) застосовують комбінований спосіб – коли підшипники верхніх валів змащуються консистентним мастилом. Для напружених відповідальних механізмів рекомендують примусове змащування.

3 Вибір сорту мастила

Сорт мастила вибирається в залежності від напруженості зачеплення (характеризується контактними напруженнями в зачепленні) і швидкісних характеристик передачі (фактичної колової швидкості).

4 Визначення об'єму та рівня мастила

Визначення кількості мастила пов'язане з коефіцієнтом корисної дії передачі, яка змащується, і проводиться по емпіричних формулах в залежності від потужності, яку передає редуктор, звичайно в літрах мастила на 1 кВт потужності. Для кожного виду і типу редукторів існують конкретні рекомендації.

Рівень мастила при картерному способі змащування встановлюється з умови глибини занурення елементів передач в масляну ванну, яка, в свою чергу, залежить від компоувальної схеми редуктора і швидкісних характеристик передач.

Наприклад, за рекомендаціями [1], в горизонтальних циліндричних і черв'ячних редукторах тихохідне колесо може занурюватись в рідину мінімум на величину модуля, максимум на чверть свого діаметра. При нижньому розташуванні

шестірні мінімум – два модулі, максимум – половина діаметра, такі ж нормативи і для нижнього розташування черв'яка.

Рівень змащення

$$h = y + h_m,$$

де y – зазор між обідом колеса і днищем редуктора, мм;

h_m – глибина занурення тихохідного колеса, мм.

Обсяг масляної ванни

$$V = h \cdot L \cdot B.$$

Для конічних зачеплень важливо, щоб мастило повністю покривало зуб колеса. Для підшипників бажано, щоб рівень мастила доходив до середини нижнього тіла кочення. Після визначення рівня мастила перевіряється відстань від зануреного в мастило елемента передачі до дна картера.

5 Ущільнення і елементи системи змащення

Стики нерухомих деталей – кришок люків, кришок підшипників, циліндричних пробок, тощо з корпусними деталями ущільнюються за допомогою прокладок. Якщо стик корпусних деталей проходить по постелях підшипників, він ущільнюється за допомогою рідких герметиків.

Для ущільнення вихідних кінців валів та захисту підшипників від надмірного впливу мастильної рідини застосовується широкий спектр ущільнюючих пристроїв контактної і безконтактної дії.

Типові елементи систем змащення, такі як покажчики рівня мастила, масельнички, віддушини, пробки та інші, в більшості своїй стандартизовані і нормалізовані.

Провести розрахунок системи змащення згідно з індивідуальним завданням, виданим на даному практичному занятті.

Контрольні запитання

1 Назвіть основні функції системи змащення редуктора, КПП.

2 З яких міркувань для більшості редукторів, коробок передач та коробок швидкостей застосовують картерний спосіб змащення?

3 Які види і сорти мастильних матеріалів застосовують для змащення зубчастих та черв'ячних передач, підшипників кочення?

4 За якими критеріями визначають об'єм масляної ванни при картерному способі змащення, глибину занурювання деталей передач в мастило?

5 Перерахуйте характерні деталі та вузли системи змащення.

6 За допомогою яких засобів здійснюють ущільнення нерухомих корпусних деталей?

7 Як ущільнюють вихідні кінці валів?

8 Як відбувається змащення зубчатого зачеплення і опор у закритій передачі, у відкритій?

9 Яким чином заливають та зливають мастило в редукторі?

10 Вкажіть пристрої для контролю рівня мастила в редукторі.

РОЗРОБКА РОБОЧИХ КРЕСЛЕНИКІВ ДЕТАЛЕЙ

Мета роботи: Закріплення та систематизація знань по устрою та конструктивних особливостях окремих складових частин редуктора, узагальнення та застосування цих знань для практичного конструювання. Ознайомлення з методикою та основними принципами розробки та оформлення робочих креслеників деталей редуктора. Вивчення порядку конструювання та розробки креслеників характерних деталей редуктора і привода.

Основні теоретичні відомості

Робочі кресленики деталей у сукупності з технічними вказівками повинні містити всі дані, що визначають форму, розміри, точність, шорсткість поверхонь, матеріал, термообробку, обробку й інші відомості, необхідні для виготовлення деталей відповідної якості і для проведення контролю. Якість виготовлення креслеників деталей впливає на строки, вартість і якість виготовлення деталей і машини в цілому.

Робочі кресленики деталей виконують у відповідному масштабі залежно від формату. Вони містять: зображення деталі з нанесеними розмірами, граничні відхилення розмірів, допуски форми й розташування, параметри шорсткості поверхонь, технічні вимоги, основний напис.

На робочих креслениках деталей не допускається поміщати технологічні вказівки. У вигляді виключення можна вказувати: спільну обробку, притирання, гибку, розвальцьовування; тип технологічної заготовки (вилівок, кування й т.інш.).

Центрові отвори на креслениках деталей не зображують і в технічних вимогах ніяких вказівок не приводять, якщо наявність їх конструктивно не потрібна. Якщо в центровому отворі повинна бути різьба, на кресленику приводять тільки розміри різьби.

Зображення деталі на кресленику повинне містити мінімальну кількість видів, розрізів і перетинів, достатню для виявлення форми деталі і проставляння розмірів. Деталь рекомендується зображувати в положенні, зручному для читання кресленика при її виготовленні, у якому деталь установлюють на верстаті.

Основою для визначення розміру деталей та їх елементів є проставлені на кресленику розміри, які наносять з урахуванням технології виготовлення деталі, її конструктивних особливостей, роботи деталі у виробі. Деталь зображують із тими розмірами, позначеннями шорсткостей і інших параметрів, які вона повинна мати перед складанням.

Кількість розмірів на кресленні повинна бути мінімальною, але достатньою для виготовлення й контролю деталі.

Не допускається повторювати розміри одного і того ж елемента на різних зображеннях, у технічних вимогах та ін. Повторення розмірів може служити причиною браку при виготовленні деталей.

Частини деталей, які мають відповідне функціональне призначення і зумовлені відповідною технологією виготовлення, називають типовими (які зустрічаються дуже часто) конструктивними елементами деталей. Їх можна умовно розділити на елементи, які виконуються на деталях незалежно від способів з'єднання з іншими деталями, і на елементи, які призначені для конкретних видів з'єднань.

Під конструктивним елементом деталі розуміють місцеві зміни форми або поверхні деталі для надання їй додаткових властивостей при виготовленні, складанні та експлуатації (фаски, лиски, галтелі, канавки тощо). Розміри конструктивних елементів відносно форми та поверхні деталі невеликі і, в цілому, не змінюють їх.

На креслениках застосовують умовні позначення (знаки, лінії, літери і літерно-цифрові позначення), встановлені в стандартах.

На кожному кресленнику розміщують основний напис відповідно до вимог ГОСТ 2.104-2006.

Позначення матеріалу розміщується в основному напису креслення і повинно містити найменування матеріалу, марку, номер стандарту, наприклад Сталь 45 ГОСТ 1050-88.

Завдання для самостійної домашньої підготовки

Проглянути виконані розділи курсового проекту (роботи), обов'язково результати геометричних розрахунків зубчастих (черв'ячних) передач, розрахунки розмірів елементів корпусу та попереднє ескізне компонування редуктора, наближений розрахунок валів.

Переглянути та засвоїти основні положення рекомендованої навчальної літератури, звернувши увагу на ілюстрації, які демонструють приклади оформлення креслеників корпусних деталей, валів, зубчастих та черв'ячних коліс.

Крім того повторити і засвоїти основні положення ГОСТ 2.109-73 у частині, що стосується змісту та основних вимог до виконання робочих креслеників різних видів виробів.

Програма роботи

- провести аналіз рекомендацій літературних джерел по загальним принципам та етапам конструювання деталей і оформлення робочих креслеників;
- вислухати рекомендації викладача щодо особливостей побудови та оформлення креслеників найбільш характерних деталей редуктора, привода транспортера;
- розглянути вимоги та порядок формування текстової частини кресленника;
- уяснити принципи формування таблиці параметрів зубчастих коліс, зірочок ланцюгових передач;
- розглянути типові помилки, що найбільш часто зустрічаються при курсовому проектуванні;
- зробити самостійний аналіз недоліків наочного посібника, що представляє кресленики деталей редуктора.

Завдання та вихідні дані для розрахунків

1 Аналіз рекомендацій по конструюванню та розробці робочих креслеників деталей

Розглянути приклади робочих креслеників деталей редукторів. Ознайомитись з прикладами призначення розмірів для викреслювання корпусу та кришки редуктора.

Розглянути специфіку зображення конструктивних елементів корпусу і кришки редуктора, основних розмірів корпусів, кришок, отворів під болти, гвинти.

Ознайомитись з формами отворів, для зливу мастила, пробки, конструкціями кришок підшипників.

2 Загальні вимоги до робочих креслень деталей

Розглянути загальні положення з оформлення креслеників:

- основний напис;
- зв'язок проектування з технологією виготовлення;

- оформлення робочих креслеників деталей;
- завдання і простановка розмірів;
- кількість розмірів мінімальна, але достатня для виготовлення;

- групування розмірів одного конструктивного елементу;
- фаски і канавки не повинні входити в ланцюжок розмірів.

Групи розмірів:

а) функціональні (визначають якісні показники деталі);

б) вільні (урахування технології виготовлення і зручності контролю);

в) довідкові (не виконуються, не контролюються по даному кресленню).

Ознайомитись зі способами простановки граничних відхилень:

а) $63H7$ – при номінальних розмірах з ряду нормальних чисел;

б) $64^{+0,030}$ – при нестандартних числах номінальних розмірів;

в) $18P8_{-0,045}^{-0,018}$ – при стандартних числах розмірів, але полях допусків, що не рекомендуються.

Ознайомитись зі способами простановки допусків форми і розташування поверхонь:

а) відхилення від круглості, циліндричності шийок під підшипники, радіальне биття і відхилення від співвісності під зубчасті колеса;

б) причини перекосу підшипникових опор з-за відхилення від перпендикулярності базових торців вала і корпусу, нахилу пружної лінії вала в опорі під дією навантаження;

в) визначення баз і позначення базових осей поверхонь.

Шорсткість поверхонь та її позначення:

а) умовні позначення шорсткості на елементах кресленника;

б) норми шорсткості різних поверхонь;

в) позначення термічної обробки;

Загальне оформлення кресленника:

а) розташування на кресленику деталі розмірів, позначень баз, допусків форми, шорсткості і технічних вимог;

б) відповідність форми, розмірів і граничних відхилень розмірів деталей на робочих креслениках і на кресленику редуктора;

в) матеріал деталей. Позначення матеріалу – залежно від способу отримання заготовок.

3 Рекомендації по виконанню креслеників типових деталей привода

До типових деталей привода відносять ступінчасті вали, вали-шестірні, вали-черв'яки, зубчасті та черв'ячні колеса, шківні, зірочки, стакани, кришки підшипників, корпусні деталі.

Робочі кресленики (на підприємствах їх називають деталюванням) виконуються в прикладній програмі КОМПАС-График.

Перш за все, у робочих креслениках використовують тільки три види розмірів:

а) виконавчі, за якими деталь виготовляється;

б) габаритні, якщо вони не збігаються з виконавчими;

в) транспортувальні, якщо деталь великогабаритна, а її безпечно переміщення потребує спеціальних вказівок.

По-друге, на робочому кресленику спеціальним знаком за ДСТУ 2.309-93, користуючись командою «Шероховатость» інструментальної панелі «Обозначения», обов'язково проставляють величини шорсткості основних оброблених поверхонь, а в правому верхньому кутку креслення має стояти символ непозначеної шорсткості (рис. 1). Його вводять з меню «Оформление → Неуказанная шероховатость → Задать», як правило, редагувати її розташування на кресленику не потрібно.

По-третє, дуже часто робочий кресленик містить знаки, які вводять з меню «Допуск форми» на панелі «Обозначения». У цієї команди є власне підменю для формування й заповнення таблиці допуску форми, а також її прив'язки до контурів деталі. Цілком посильним виявляється самостійне опанування методики складання й заповнення її клітинок.

По-четверте, нижня середня графа основного напису (штампа) в обов'язковому порядку повинна містити відомості про матеріал, з якого виготовлятиметься деталь, але ця інформація автоматично передається з файлу тривимірної моделі деталі.

Приклади робочих креслеників деталей наведено на рисунках 1...3.

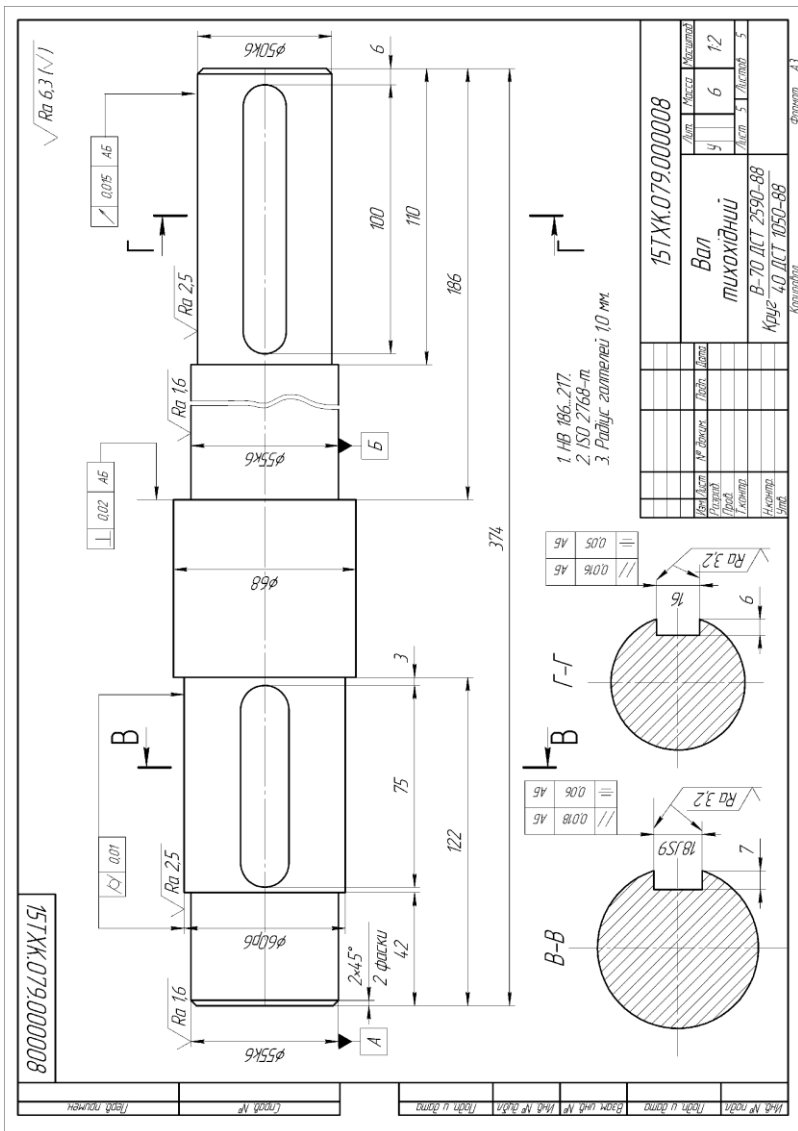


Рисунок 1 – Приклад виконання робочого креслення вала

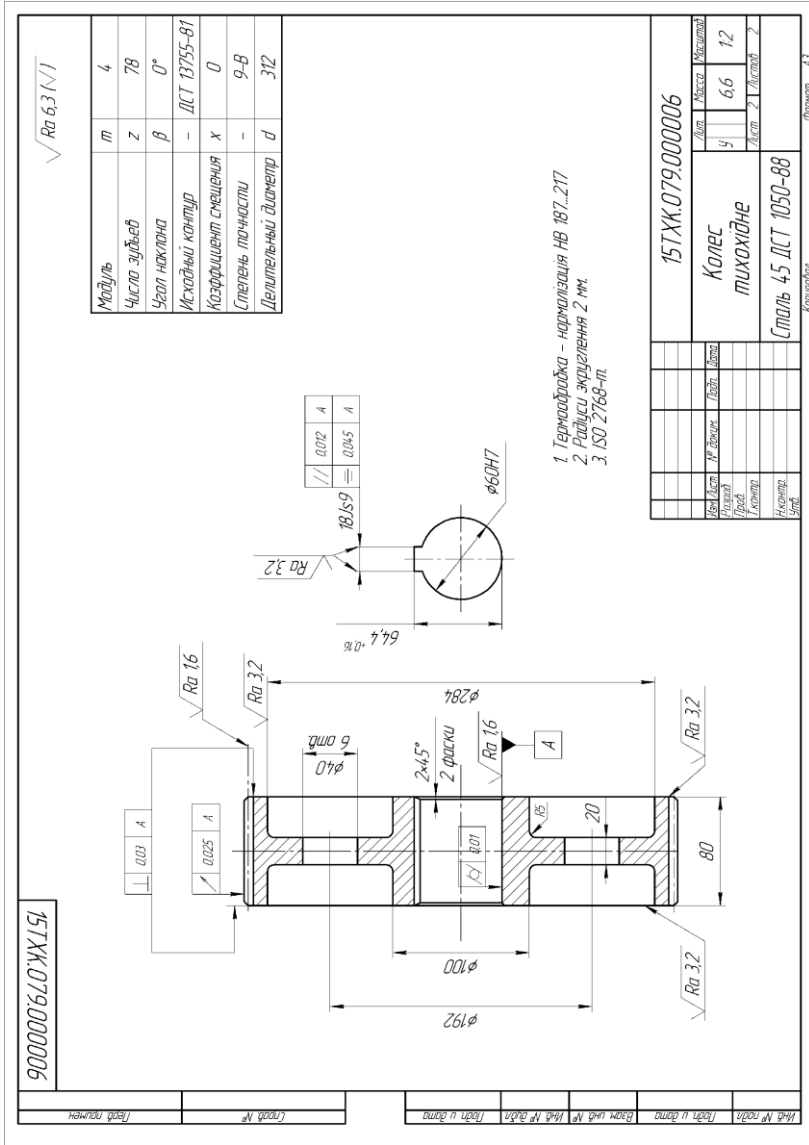


Рисунок 2 – Приклад виконання робочого креслення зубчастого колеса

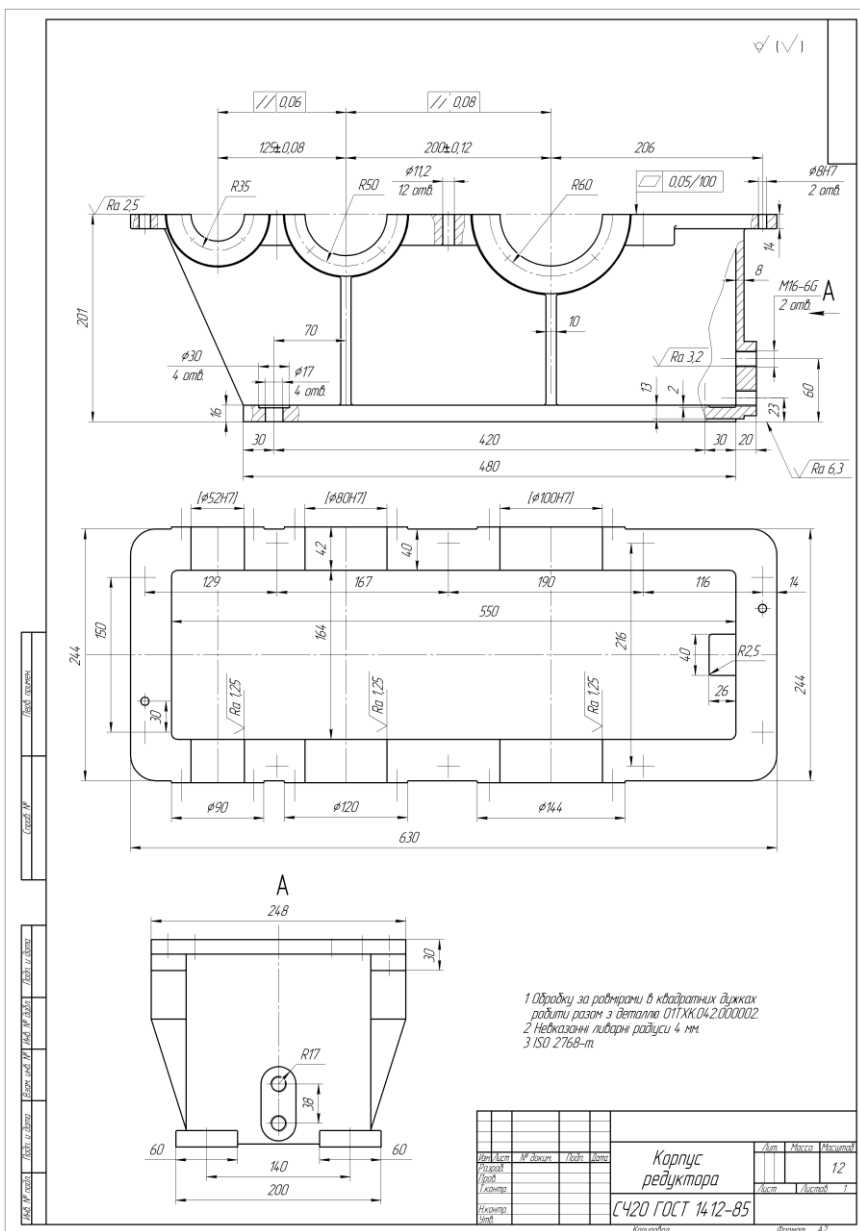


Рисунок 3 – Приклад виконання робочого кресленника корпусу редуктора

Контрольні запитання

1 Місце та призначення робочих креслеників деталей у системі конструкторської документації технічного проєкту.

2 Мінімальне число основних видів на креслениках деталей різної конфігурації (корпусів, валів, коліс), додаткові види, розрізи та перетини, які потрібні для повного сприйняття конструкції деталі.

3 Що таке конструкторські, вимірювальні та технологічні бази?

4 Зв'язок проєктування з технологією виготовлення.

5 Граничні відхилення розмірів, допуски форми і розташування поверхонь, їх простановка на креслениках.

6 Шорсткість поверхонь, її позначення на кресленику.

7 Правила заповнення основного напису робочого кресленика деталі.

8 Як проставляються розміри фасок, кут зрізу яких 45° ?

9 Назвіть основні типи розмірів, що наносяться на робочих креслениках.

10 За допомогою якої операції виконують виносний елемент на кресленику?

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1 Конспект лекцій з інженерної механіки (Деталі машин) для здобувачів ступеня вищої освіти «Бакалавр» спеціальності 122 «Комп'ютерні науки» / О.О. Дереза. – Мелітополь. – ВПЦ «Люкс», 2019. – 70 с.

2 Деталі машин [Текст]: підручник: затверджено МОН України/ А. В. Міняйло [та ін.]. – К.: Агроосвіта, 2013. – 448 с. – ISBN 978–966–2007–28–2.

3 Дунаев П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин [Электронный ресурс]: учеб. пособие / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. – 11-е изд. стер. - Электрон. текстов. дан. – М. : Издательский центр «Академия», 2008. – 1 файл ; 496 с.

4 Павлице В.Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин [Текст]: підручник / В.Т. Павлице. – К. : Вища школа, 1993. – 556 с.

5 Зубчатые передачи [Текст]: справочник / ред. Е.Г. Гинзбург. - 2-е изд., перераб. и доп. - Л.: Машиностроение, 1980. - 415 с.

6 Кудрявцев Е.В. КОМПАС-3D. Моделирование, проектирование и расчет механических систем [Электронный ресурс] / Е. В. Кудрявцев. - Электрон. текстовые дан. - М.: ДМК Пресс, 2008. - 1 эл. опт. диск (CD-ROM); 400 с.

7 Тематична колекція з програми КОМПАС-3D [Электронный ресурс]. - Электрон. текстові дані (10 файлів). - [Мелітополь]: [б. и.], [2012]. - 1 електрон. опт. диск (CD-ROM).

8 Шалумов А.С. Система автоматизированного проектирования КОМПАС-ГРАФИК [Электронный ресурс]: учеб. пособие [в 2-х частях] / А. С. Шалумов, Д. В. Багаев. - Электрон. текстовые дан. - Ковров: [б. и.], 2003 - Ч. 1: Введение в КОМПАС / Ковровская государственная технологическая академия. - 2003. - 1 эл. опт.диск (CD-ROM); 42 с.

9 Шалумов А.С. Система автоматизированного проектирования КОМПАС-ГРАФИК [Электронный ресурс]: учеб. пособие: [в 2-х частях] / А. С. Шалумов, Д. Б. Багаев, А. С. Осипов. - Электрон. текстовые дан. - Ковров : [б. и.], 2005 - Ч. 2 : Проектирование в КОМПАС / Ковровская государственная технологическая академия. - 2005. - 1 эл. опт. диск (CD-ROM) ; 42 с.

10 Проців В.В. Проектування редукторів з використанням САПР КОМПАС [Текст] : навч. посібник / В.В. Проців, К.А. Зіборов, О.М. Твердохліб – Д.: Національний гірничий університет, 2011. – 178 с. іл.

11 ГОСТ 7.1-84. Библиографическое описание документа. Общие требования и правила составления. – Взамен ГОСТ 7.1- 76; Введ. 01.01.86. – М.: Изд-во стандартов, 1986. – 70 с.

12 Проектування привода транспортера в САПР КОМПАС. Курсове проектування з інженерної механіки (деталей машин): навч. посіб. / Укл. О.О. Дереза, С.М. Коломієць; Таврійський державний агротехнологічний університет імені Дмитра Моторного. – Мелітополь. – ВПЦ «Люкс», 2019. – 197с.

13 Лабораторний практикум з інженерної механіки (деталей машин): Навчальний посібник / О.О. Дереза, С.М. Коломієць. – Мелітополь: Х-Терра, 2019. – 159 с.

14 Навчально-інформаційний портал ТДАТУ
<http://nip.tsatu.edu.ua>

Навчальне видання

**Дереза Олена Олександрівна
Коломієць Сергій Матвійович**

ПРАКТИКУМ
з дисципліни
ІНЖЕНЕРНА МЕХАНІКА (ДЕТАЛІ МАШИН)

Надруковано з оригіналів макетів замовника

Підписано до друку 02.03.2020 р. формат 60x84 1/16
Папір офсетний. Наклад 50 примірників
Замовлення № 78

ПП Верескун В.М.
Видавничо-поліграфічний центр «Люкс»
М. Мелітополь, вул. М.Грушевського, 10 тел. (0619) 44-45-11

Свідоцтво про внесення суб'єкта видавничої справи
до Державного реєстру видавців, виробників
і розповсюджувачів видавничої продукції
від 11.06.2002 р. серія ДК № 1125