

Міністерство освіти і науки України

Стрийський коледж ЛНАУ

**Методичні рекомендації до виконання
курсowego проекту з деталей машин
(редуктора одноступінчастого косозубого)**

Методична розробка

2016

Укладач: Вечерік-Дриженко Вікторія Леонідівна – викладач технічної механіки, «спеціаліст першої кваліфікаційної категорії» .

Рецензент: Божагора Василь Михайлович – завідуючий відділенням «Механіки і землевпорядкування, «спеціаліст першої кваліфікаційної категорії»

Робота розкриває суть і послідовність виконання курсового проекту з дисципліни «Технічна механіка» розділу деталі машин студентами другого курсу денного та заочного відділень спеціальності № 5.10010201 «Експлуатація та ремонт машин і обладнання агропромислового виробництва», що виноситься на самостійне вивчення.

Рекомендовано цикловою комісією фундаментальних дисциплін та дисциплін професійної підготовки спеціальності «Експлуатація та ремонт машин і обладнання агропромислового виробництва»

Протокол № _____ від _____ 200__ р.

Голова комісії: _____ /С.С.Ковба/

ЗМІСТ

Вступ	4
1. Кінематична схема та короткий опис конструкції.	5
2. Вибір електродвигуна та визначення вихідних даних для проектування передач привода.	7
3. Вибір матеріалів, допустимих напружень та розрахунок передач на міцність	12
4. Орієнтовний розрахунок валів	24
5. Конструктивні розміри передачі.	26
6. Перевірочний розрахунок валів.	31
7. Підбір шпонок і перевіряльний розрахунок шпонкових з'єднань.	35
8. Підбір підшипників і перевіряльний розрахунок підшипникових з'єднань.	37
9. Вибір посадок основних деталей редуктора.	44
10. Вибір мастила та способу мащення.	45
11. Охорона праці	46
Список використаних джерел.	51
Додатки	52

ВСТУП

Згідно з новим навчальним планом під час вивчення курсу “Технічна механіка” студенти технічних коледжів і технікумів виконують курсовий проект. Це перша розрахункова-конструкторська робота, яка практично синтезує добуті знання і навички не тільки з курсу “Деталі машин”, а з інших загально-технічних (“Теоретична механіка”, “Механіка матеріалів та конструкцій”, “Креслення” та інше) і фізико математичних дисциплін. Проектування з деталей машин готує студентів до виконання курсових проектів зі спеціальних дисциплін, дипломного проектування і наступної роботи на виробництві.

Даний методичний посібник написаний на допомогу студентам як денних, так і заочних відділень. Методичний посібник такого типу сьогодні необхідний як ніколи. Через недосконалість навчальних планів, курсовий проект введено на самостійне вивчення і розробляти проект студент може після пар на консультаціях з викладачем. Тому викладач і студенти попадають у жорсткий цейтнот, і зберегти час їм допоможе цей посібник.

В даному методичному посібнику наведений новий довідниковий матеріал, що дозволяє виконувати розрахунок передачі без допоміжної літератури. Мета курсового проектування – набуття навичок практичного розрахунку і конструювання деталей та збірних одиниць механічних приводів. В тракторах, автомобілях, в багатьох с/г машинах часто застосовують закриті зубчасті та черв'ячні передачі. Так зубчасті циліндричні передачі поширені в коробках передач і трансмісіях автомобілів і тракторів. В приводах багатьох с/г машин часто застосовують одноступінчасті конічні редуктори, в яких геометричні осі валів пересікаються під прямим кутом. Редуктори такого типу встановлені, наприклад, у приводах буряко-збирального комбайну РКС-6, гичкозбиральної машини БМ-6, навантажувача цукрових буряків СПС-4,2 та ін. Даний методичний посібник розроблено тільки для редукторів з косозубими колесами.

Зміст і оформлення курсового проекту повинні відповідати вимогам державних стандартів конструкторської документації.

До складу курсового проекту входять такі документи:

1. Пояснювальна записка, в якій дається розрахункова частина проекту.
2. Графічна частина, яка складається із креслення загального вигляду редуктора, виконаного в двох проекціях у масштабі $1 : 1$ та робочих креслень нестандартної деталі.
3. Специфікація на окремих аркушах формату А4. Вона являє собою перелік всієї документації проекту: пояснювальної записки, збірного креслення, збірних одиниць, деталей, стандартних виробів.

Зміст пояснювальної записки:

1. Технічне завдання, яке містить в собі тему проекту, вихідні дані для розрахунку у відповідності до варіанту студента

Вступ

3. Кінематична схема та короткий опис конструкції.

4. Вибір електродвигуна та визначення вихідних даних для проектування передач привода.
5. Вибір матеріалів, допустимих напружень та розрахунок передачі на міцність
6. Орієнтовний розрахунок валів
7. Конструктивні розміри передачі.
8. Перевірочний розрахунок валів.
9. Підбір шпонок і перевіряльний розрахунок шпонкових з'єднань.
10. Підбір підшипників і перевіряльний розрахунок підшипникових з'єднань.
11. Вибір посадок основних деталей редуктора.
12. Вибір мастила та способу мащення.
13. Охорона праці
14. Список використаних джерел

Розділ 1.

КІНЕМАТИЧНА СХЕМА ТА КОРОТКИЙ ОПИС КОНСТРУКЦІЇ ПЕРЕДАЧІ.

1.2. Короткий опис конструкції передачі.

Редуктором називають зубчастий, черв'ячний або зубчасто-черв'ячний передавальний механізм, виконаний у закритому корпусі і призначений для передачі енергії від електродвигуна до робочої машини.

Класифікація редукторів проводиться за такими ознаками: *тип передачі* (зубчасті, черв'ячні, зубчасто – черв'ячні, черв'ячно – зубчасті, планетарно – зубчасті редуктори), *число ступеней* (одноступінчасті, двохступінчасті, і т.д.), *тип зубчастих коліс* (циліндричні, конічні, конічно –циліндричні редуктори), *відносне розміщення валів редуктора в просторі* (горизонтальні, вертикальні і т.д.).

Одноступінчастий циліндричний редуктор (*рис.1.1*) може мати зубчасті колеса з прямими, косими або шевронними зубами.

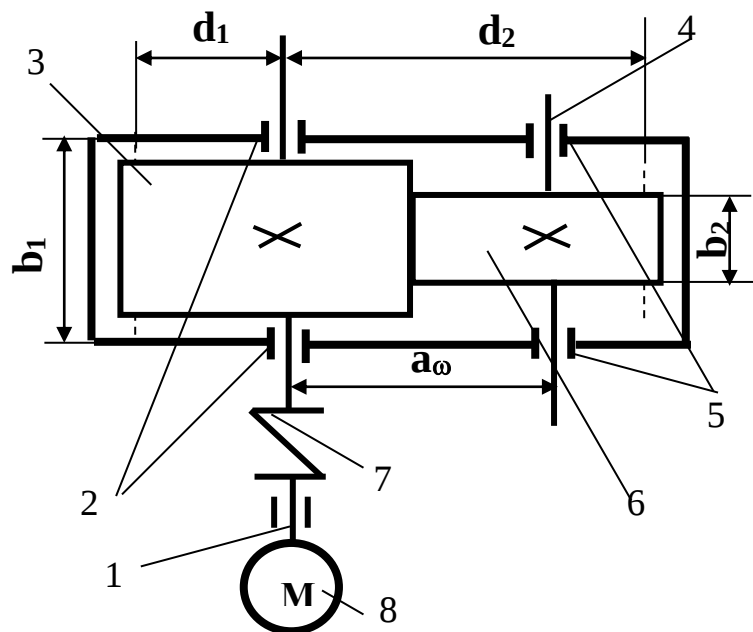
Редуктор складається з корпусу, відлитого з чавуну (СЧ –28 або СЧ15 – 32) або, рідше, з алюмінієвого сплаву, або виготовленого за допомогою зварювання зі сталі. Корпус призначений для розміщення в ньому деталей передач, для забезпечення мащення передачі і підшипників, захисту деталей від забруднення і для сприймання зусиль, які виникають під час роботи; він повинен бути достатньо жорстким і міцним, так як при значних деформаціях корпусу можливий перекид валів і внаслідок цього підвищення нерівномірності розподілу навантаження по довжині зубів. Для підвищення жорсткості корпусу його підсилюють ребрами, які розташовані ззовні, біля приливів під підшипники. В корпусі змонтовано підшипникові вузли, що є опорами для валів редуктора. Вали можуть монтуватися як на підшипниках кочення, так і на підшипниках ковзання, останні переважно застосовують в важких редукторах. В одноступінчастих циліндричних прямозубих редукторах, де мають місце середні і високі кутові швидкості, вали монтуються на

радіальноопорних шарикопідшипниках, а в косозубих редукторах – на конічних роликів підшипниках. Розміщення опор валів (підшипників) редуктора в жорсткому чавунному або сталевому корпусі забезпечує високу точність зачеплення зубчастих передач. Для захисту підшипників від потрапляння пилю, бруду та різних абразивних частинок, а також щоб мастило не витікало з корпусу редуктора, застосовують ущільнення підшипникових вузлів. У нижній частині корпусу є отвір із різьбою для заливання масла й миття редуктора. Отвір закривають пробкою із прокладкою, яка виготовлена з маслостійкої гуми або шкіри. Корпус закритий кришкою. У верхній частині кришки є отвір, призначений для огляду внутрішньої частини редуктора й заливання масла, він закривається оглядовою кришкою. Кришки відливають разом із петлями, призначеними для захвату редуктора під час його піднімання. Взаємне розташування основи корпусу й кришки фіксують двома конічними штифтами, які встановлюють до розточування гнізд під підшипники.

Момент від електродвигуна передається на ведучий (швидкохідний вал) редуктора за допомогою з'єднувальної муфти, ланцюгової або пасової передачі. Момент від веденого (тихохідного) вала редуктора до виробничої машини також може передаватись з'єднувальною муфтою, ланцюговою або відкритою зубчастою передачею.

1.1. Кінематична схема

Основними початковими даними для цього розділу є кінематична схема проєктованого редуктора, а саме редуктора з циліндричними косозубими колесами.



- 1 – швидкохідний вал; 2 – підшипники кочення швидкохідного вала;
 3 – шестерня; 4 – тихохідний вал; 5 – підшипники кочення тихохідного вала;
 6 – зубчате колесо; 7 – муфта; 8 – електродвигун

Рисунок 1.1 Кінематична схема редуктора

Розділ 2. ВИБІР ЕЛЕКТРОДВИГУНА І КІНЕМАТИЧНИЙ РОЗРАХУНОК ПРИВОДУ.

Кінематичний розрахунок редуктора, вибір електродвигуна та визначення вихідних даних для проектування передач. Розрахунок редуктора зводиться до визначення потрібної потужності двигуна та кутової швидкості його вала, вибору типорозміру електричного двигуна, визначення передаточного числа, визначення кутової швидкості кожного вала, крутного моменту і потужності на валах.

2.1 Коефіцієнт корисної дії редуктора.

Величина загального к.к.д. редуктора дорівнює добутку к.к.д. послідовно з'єднаних рухомих ланок: двох пар підшипників і зубчастої передачі:

$$\eta = \eta_1^2 \cdot \eta_2, \quad (2.1)$$

де, η_1 – к.к.д. пари підшипників;

η_2 – к.к.д. пари зубчастих коліс.

Наближені значення к.к.д. передач та інших елементів приводів наведені в **таблиці 2.1**

Дані в **таблиці 2.1** вірогідні для передач, в яких вали спираються на підшипники кочення або підшипники ковзання рідинного тертя, причому втрати потужності на тертя в підшипниках враховані в к.к.д. передач. Якщо ж в передачах привода вали поставлені на підшипники ковзання з напіврідинним тертям, то слід табличні значення к.к.д. зменшити на 0,01...0,015.

Таблиця 2.1

Наближені значення к.к.д. передач та інших елементів приводів

Назва елементів привода	к.к.д.
Відкрита зубчаста передача: а) з циліндричними колесами б) з конічними колесами	0,96...0,95 0,95...0,91
Один ступінь зубчастого редуктора, що виконаний за 8 або 9 ступінню точністю: а) з циліндричними колесами б) з конічними колесами	0,975...0,97 0,96...0,95
Один ступінь черв'ячного редуктора: а) з однозахідним черв'яком б) з двозахідним черв'яком в) з чотиризахідним черв'яком	0,75...0,70 0,82...0,75 0,92...0,87

Ланцюгова передача:	
а) відкрита	0,91...0,92
б) закрита	0,98...0,96
Назва елементів привода	К.К.Д.
Пасова передача:	
а) з плоским або клиновим пасом	0,97...0,96
б) з зубчастим пасом	0,92...0,98
Підшипники:	
а) кочення	0,995...0,99
б) ковзання	0,985...0,98

2.2 Потрібна потужність електродвигуна.

Потрібна потужність електродвигуна при з'єднанні муфтою швидкохідного вала редуктора з валом електродвигуна обчислюється за формулою:

$$P_1 = \frac{P_2}{\eta}, \text{ кВт} \quad (2.2)$$

де, P_1 – потрібна потужність двигуна, кВт;

P_2 – номінальна потужність на вихідному валу привода, кВт (задано в умові);

η – загальний коефіцієнт корисної дії редуктора.

2.3 Вибір електродвигуна.

Вибір електродвигуна проводиться за спеціальними таблицями (**табл.2.2**) залежно від умов експлуатації привода, потужності та частоти обертання. При цьому треба мати на увазі таке. Чим швидкохідніший електродвигун, тим менші його розміри, маса і вартість, але зростає його загальне передаточне відношення привода, що призводить до збільшення розмірів, маси і загальної вартості передачі. У подібних випадках конструктор аналізує варіанти й зупиняється на найбільш прийнятному для виробу, що проектується. Електродвигун вибирається при умові, що потужність двигуна (**табл.2.2**) має бути більшою або дорівнювати потрібній потужності $P_{ДВ} > P_1$, але електротехнічна промисловість виготовляє двигуни однієї потужності з різною частотою обертання, тому треба встановити границі частоти обертання магнітного поля статора, щоби правильно вибрати електричний двигун.

2.3 Границя частоти обертання магнітного поля статора.

$$n_{ДВ} = n_2 \cdot (u_{заг. \min} \dots u_{заг. \max}), \quad (2.3)$$

де, n_2 – частота обертання тихохідного вала, хв⁻¹;

$u_{заг. \min} \dots u_{заг. \max}$ – відповідно мінімальне і максимальне передаточне число привода.

Якщо цим границям задовільняють декілька двигунів з різною синхронною швидкістю магнітного поля статора, то тоді враховують такі показники, як

к.к.д. двигуна, його масу та ціну.

Таблиця 2.2

Технічні дані асинхронних трифазних короткозамкнутих закритих обдувних двигунів з нормальним пусковим моментом.

Тип двигуна	Номінальна потужність Р, кВт	Асинхронна частота обертання n_e , хв ⁻¹
Закриті обдувні двигуни з нормальним пусковим моментом (за ГОСТ 19523-81)		
Синхронна частота обертання $n_c=3000$ хв ⁻¹		
4AA63B2Y3	0,55	2840
4A71AY3	0,75	2840
4A71B2Y3	1,10	2810
4A80A2Y3	1,50	2850
4A80B2Y3	2,20	2850
4A90L2Y3	3,00	2840
4A100S2Y3	4,00	2880
4A100S2Y3	5,50	2880
4A112M2Y3	7,50	2900
4A132M2Y3	11,0	2900
4A160S2Y3	15,0	2940
4A160M2Y3	18,0	2940
Синхронна частота обертання $n_c=1500$ хв ⁻¹		
4A71A4Y3	0,55	1390
4A71B4Y3	0,75	1390
4A80A4Y3	1,10	1420
4A80B4Y3	1,50	1415
4A90L4Y3	2,20	1425
4A100S4Y3	3,00	1435
4A100S4Y3	4,00	1430
4A112M4Y3	5,50	1455
4A132S4Y3	7,50	1455
4A132M4Y3	11,0	1460
4A160S4Y3	15,0	1465
4A160M4Y3	18,5	1465
Синхронна частота обертання $n_c=1000$ хв ⁻¹		
4A71B6Y3	0,55	900
4A80A6Y3	0,75	915
4A80B6Y3	1,10	920
4A90L6Y3	1,50	935
4A100L6Y3	2,20	950
4A112MA6Y3	3,00	955

4A112MB6Y3	4,00	950
------------	------	-----

Продовження таблиці 2.2

Тип двигуна	Номінальна потужність Р, кВт	Асинхронна частота обертання $n_e, \text{хв}^{-1}$
4A132S6Y3	5,50	965
4A132M6Y3	7,50	970
4A160S6Y3	11,0	975
4A160M6Y3	15,0	975
4A180M6Y3	18,5	975
Синхронна частота обертання $n_c=750 \text{ хв}^{-1}$		
4A80B8Y3	0,55	700
4A90LA8Y3	0,75	700
4A90LB8Y3	1,10	700
4A100L8Y3	1,50	700
4A112MA8Y3	2,20	700
4A112MB8Y3	3,00	700
4A132S8Y3	4,00	720
4A132M8Y3	5,50	720
4A160S8Y3	7,50	730
4A160M8Y3	11,0	730
4A180M8Y3	15,0	730
4A200M8Y3	18,5	735

Структура умовного позначенн електродвигуна: 4—порядковий номер серії; А – вид двигуна (асинхронний); дві (три) цифри – висота осі обертання; А або В – довжина сердечника статора; S,M,L – установочний розмір по довжині станини; 2,4,6 і 8 – кількість полюсів; Y3 – кліматичне виконання за ГОСТ15150–69.

2.4. Фактичне передаточне число.

$$i = \frac{n_1}{n_2} = u, \quad (2.4)$$

де, n_1 – розрахункова частота обертання, хв^{-1} ;

n_2 – частота обертання тихохідного вала, хв^{-1} .

Передаточне число має бути близьким до ряду R20.

Номінальні значення передаточних чисел за R20:

1,0 (1,12); 1,25; (1,4); 1,6; (1,8); 2,0; (2,24); 2,5; (2,8); 3,15; (3,55); 4,0; (4,5); 5,0; (5,6); 6,3; (7,1); 8,0; (9,0); 10,0; (11,2); 12,5 ГОСТ 2144-76 (СТ СЭВ 221-75).

Примітка. Числа в дужках належать до 2-го ряду, перевагу віддають числам 1-го ряду. Фактичні значення передаточних чисел u_f не повинні відрізнятись від номінальних не більше ніж на 2,5% при $u < 4,5$, і на 4% при $u > 4,5$

Вибір передаточного числа можна вважати задовільним, якщо вибране значення лежить в межах рекомендованих (табл. 2.3).

Таблиця 2.3

Рекомендовані та максимальні значення передаточних чисел для різних типів передач

Тип передачі	Значення	
	рекомендоване	максимальне
Зубчаста циліндрична в закритому корпусі (один ступінь)	2...5	10
Закрита зубчаста конічна	2...3	8
Зубчаста відкрита з циліндричними колесами	4...7	20
Відкрита зубчаста з конічними колесами	2...5	10
Закрита черв'ячна	10...40	500
Відкрита черв'ячна	16...60	1000
Ланцюгова	2...5	8
Пасова з плоским пасом	2...4	15
з клиновим пасом	2...4	15
з зубчастим пасом	2...7	20

Розділ 3.

ВИБІР МАТЕРІАЛІВ, ДОПУСТИМИХ НАПРУЖЕНЬ ТА РОЗРАХУНОК ПЕРЕДАЧІ НА МІЦНІСТЬ

3.1. Матеріали і допустимі напруження зубчастих коліс

3.1.1 Матеріали зубчастих коліс

Матеріали для виготовлення сталевих зубчастих коліс вибирають за даними **табл.3.1**. З метою покращення механічних характеристик матеріалу проводять термічну обробку. Якщо твердість активних поверхонь зубів колеса $\leq \text{HB } 350$, то з метою вирівнювання довговічності зубів, прискорення їх припрацьованості і підвищення опірності проти заїдання твердість поверхонь зубів шестерні призначають на HB 20...50 більшою від твердості зубів колеса. Для зубчастих передач, які не припрацьовуються, з твердими ($\geq \text{HRC } 45$) активними поверхнями зубів обох зубчастих коліс забезпечувати різницю між твердістю зубів шестерні і колеса немає потреби. Залежно від умов використання зубчастої передачі, габаритних і вагових вимог застосовують наступні матеріали та варіанти термічної обробки (Т.О.):

I. Сталі, однакові для колеса і шестерні марок: 45, 40X, 40XH, 35XM, Т.О. колеса – покращення, 235...262HB. Т.О. шестерні – покращення, 269...302HB.

II. Сталі, однакові для колеса і шестерні, марок; 40X, 40XH, 35XM. Т.О. колеса – покращення, 269...302 HB. Т.О. шестерні – покращення і гартування струмами високої частоти (СВЧ), 45...56 HRC.

III. Сталі, однакові для колеса і шестерні, марок: 40X, 40XH, 35XM. Т.О. колеса – покращення, 269...302 HB. Т.О. шестерні – покращення і гартування струмами високої частоти (СВЧ), 45...56 HRC.

IV. Сталі, однакові для колеса та шестерні, марок: 40X, 40XH, 35XM. Т.О. колеса і шестерні – покращення і гартування СВЧ, 45...56HRC.

V. Сталі, однакові для колеса та шестерні, марок: 20X, 20XHM, 18XГТ, 12ХНЗА, 25ХГНМ. Т.О. колеса і шестерні – покращення, цементация і гартування СВЧ, 56...63 HRC.

3.1.2. Допустимі напруження

За формулами цього розділу можемо аналітично визначити допустимі контактні напруження та допустимі напруження згину окремо для колеса σ''_{HP} і σ''_{FP} й шестерні σ'_{HP} і σ'_{FP}

3.1.2.1. Допустимі напруження на контактну витривалість

для шестерні: $\sigma'_{HP} = \sigma_{HP}^0 \cdot K_{HL}, \text{МПа}$

для колеса: $\sigma''_{HP} = \sigma_{HP}^0 \cdot K_{HL}, \text{МПа}$ (3.1)

де, σ_{HP}^0 – допустиме контактне напруження, МПа, залежить від твердості матеріалу **табл. 3.2**.

K_{HL} – коефіцієнт циклічної довготривалості, вибирається в залежності від умови $N_{HE} > N_{HO}$

Таблиця 3.1

Матеріали і термічна обробка сталей для зубчастих коліс

Марка сталі	Термообробка	Діаметр заготовки, мм	Границя, МПа		Твердість
			міцності σ_B	текучості σ_T	
40	Нормалізація	100...300	530	270	HB152...207
40	Поліпшення	Будь-який	700	400	HB192...228
45	Нормалізація	100...300	600	320	HB167...217
45	Поліпшення	До 125	780	540	HB235...262
45	Поліпшення	До 80	730	650	HB269...302
50	Поліпшення	Будь-який	750	530	HB228...255
12ХН3А	Цементация	До 200	1000	800	HRC56...63
16ХГТ	Цементация	До 200	1000	800	HRC56...63
20Х 20ХНМ 18ХГТ 12ХН3А 25ХГМ	Цементация	До 120	1000	640	HRC56...63
35Х	Нормалізація	60...100	740	190	HB190...211
35Х	Поліпшення	До 200	740	190	HB220...260
40Х	Нормалізація	100...200	760	490	HB200...230
40Х	Поліпшення	До 120	930	690	HB260...282
40Х	Поліпшення	20...150	850	590	HB240...270
40Х	Поліпшення	50...180	830	540	HB230...257
35ХМ	Покращення	До 200	920	790	HB269...302
35ХМ	Покращення і гарт.СВЧ	До 200	920	790	HB269...302
40ХН	Покращення	До 315	800	630	HB235...262

Якщо твердість подано в HRC, приймаємо **HRC $\cong$ 10HB**.

3.1.2.2 .Відносна еквівалентна кількість циклів зміни напружень у зубцях

Колесо $N_{HE2} = 60 \cdot n_2 \cdot L_h;$

шестерня $N_{HE1} = N_{HE2} \cdot u,$ (3.2)

де, n_2 – частота обертання веденого вала передачі, об/хв;

L_h – ресурс передачі, тис. г

u – передаточне число передачі.

3.1.2.3. База випробувань напружень N_{HO}

N_{HO} – база випробувань напружень, що відповідає, вибраному матеріалу,
табл. 3.2

Якщо умова $N_{HE} > N_{HO}$, то $K_{HL}=1$

Якщо умова $N_{HE} < N_{HO}$, тоді K_{HL} обчислюється за формулою:

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO}}{N_{HE}}} \quad (3.3)$$

При малому строку служби передачі $K_{HL} > 1$ і допустимі контактні напруження за циклічною витривалості можуть виявитись більшими, ніж за статичною міцністю. Тому граничне значення K_{HL} обмежують: для сталених коліс при однорідній структурі матеріалу зуба $K_{HL} < 2,6$ при поверхневому зміщенні $K_{HL} < 1,8$; для чавунних коліс $1 < K_{HL} < 1,4$.

3.1.2.4. Допустимі напруження при розрахунку на витривалість зубів при згинанні

$$\text{для шестерні} \quad \sigma'_{FP} = \sigma_{FP}^0 \cdot K_{FL}, \text{ МПа}$$

$$\text{для колеса} \quad \sigma''_{FP} = \sigma_{FP}^0 \cdot K_{FL}, \text{ МПа} \quad (3.4)$$

де, σ_{FP}^0 – допустиме контактне напруження, МПа, залежить від твердості матеріалу і від того реверсивна (двома сторонами працює зуб) чи нереверсивна (однією стороною) **табл.3.2.**

K_{FL} – коефіцієнт циклічної довготривалості, вибирається в залежності від умови $N_{FE} > N_{FO}$

3.1.2.5 .Відносна еквівалентна кількість циклів зміни напружень у зубцях

$$\text{колесо} \quad N_{FE2} = 60 \cdot n_2 \cdot L_h \cdot 10^3;$$

$$\text{шестерня} \quad N_{FE1} = N_{FE2} \cdot u, \quad (3.5)$$

де, n_2 – частота обертання веденого вала передачі, об/хв;

L_h – ресурс передачі, тис. г

u – передаточне число передачі.

3.1.2.6. База випробувань напружень N_{FO}

N_{FO} – база випробувань напружень, що відповідає тривалій границі витривалості, для всіх сталей $N_{FO}=4 \cdot 10^6$ циклів

Якщо умова $N_{FE} > N_{FO}$, то $K_{FL}=1$

Якщо умова $N_{FE} < N_{FO}$, тоді K_{FL} обчислюється за формулою:

$$K_{FL} = m_F \sqrt{\frac{N_{FO}}{N_{FE}}} \quad (3.6)$$

де, m_F – коефіцієнт, що залежить від матеріалу, для сталевих зубчастих коліс при твердості $>HB\ 350$ і чавунних коліс $m_F=9$; для сталевих зубчастих коліс при твердості $<HB\ 350$ $m_F=6$.

Увага! Щоб при дії розрахункового навантаження зуб не зруйнувався від порушення статичної міцності, максимальні значення коефіцієнта K_{FL} обмежують: $K_{FL}<1,63$ при $m_F=9$; $K_{FL}<2,08$ при $m_F=6$.

3.2. Розрахунок передачі на міцність.

У цьому розділі подано перелік основних математичних операцій для розрахунку циліндричних зубчастих передач у косозубому варіанті.

3.2.1. Крутний момент в перерізах ведучого вала передачі

$$T_1 = 9,55 \cdot \frac{P_1 \cdot 10^3}{n_1}, H \cdot m, \quad (3.7)$$

де, n_1 – частота обертання ведучого вала передачі, об/хв;

P_1 – потужність на ведучому валу передачі, кВт.

3.2.2. Крутний момент в перерізі веденого вала передачі

$$T_2 = T_1 \cdot u \cdot \eta, H \cdot m, \quad (3.8)$$

де, T_1 – крутний момент в перерізі ведучого вала передачі, Н м;

u – передаточне число передачі;

η – коефіцієнт корисної дії циліндричної зубчастої передачі.

3.2.3. Міжосьова відстань передачі

$$a_w = k_a \cdot (u+1) \cdot \sqrt[3]{\frac{k_{H\beta} \cdot T_1}{\psi_{ba} \cdot u \cdot (\sigma_{HP}^{//})^2}}, мм \quad (3.9)$$

де, k_a – коефіцієнт, що характеризує тип передачі, для косозубої $k_a=4300$;

$k_{H\beta}$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження за шириною вінця при розрахунку на контактну втому (див. **таб 3.5**);

T_1 – крутний момент на ведучому валу передачі, Н м;

ψ_{ba} – коефіцієнт ширини зубчастого вінця в частках міжосьової відстані

$\psi_{ba}=0,2...0,8$;

u – передаточне число передачі;

$\sigma_{HP}^{//}$ – допустиме контактне напруження колеса;

3.2.4. Коефіцієнт ψ_{bd}

$$\psi_{bd} = 0,5 \cdot \psi_{ba} \cdot (u+1), \quad (3.10)$$

де, ψ_{ba} – коефіцієнт ширини зубчастого вінця в частках міжосьової відстані, приймають з діапазону $\psi_{ba}=0,2\dots0,8$;

Коефіцієнт ширини зубчастих коліс ψ_{ba} : 0,100; 0,125; 1,160; 0,20; 0,250; 0,315; 0,500; 0,630; 0,800; 1,0; 1,25 (ГОСТ 2185-660)

u – передаточне число передачі.

Одержану міжосьову відстань заокруглюють до ближчої більшої із стандартного ряду: 63,67,71,75,80,85,90,95,100,105,110, 112,125,130 і далі через 10 до 250 мм. (ГОСТ 2185-660)

УВАГА! 1. Менші значення ψ_{ba} приймають для передач з більшою твердістю активної поверхні зубців, HB>350. 2. Для кожного наступного ступеня передачі ψ_{ba} збільшують на 20...30%.

Таблиця 3.2

Матеріали і термічна обробка сталей для зубчастих коліс

Марка сталі	Термообробка	σ_{HP}^0 , МПа	$N_{\text{но}} 10^7$	σ_{FP}^0 , МПа		Твердість	
				Вид навантаження		Поверхні	Серцевини
				Нереверсивне	Реверсивне		
45	Нормалізація	420	1	155	110	HB180...200	
45	Поліпшення	600	1,5	195	130	HB240...280	
45	Загартування СВЧ наскрізне з охопленням дна западин	800	6	210	160	HRC 40...50	
45	Загартування поверхневе СВЧ з охопленням дна западин	800	6	230	180	HRC 40..52	HB 240...280
50Г	Загартування об'ємне	800	6	220	165		
40Х	Нормалізація	550	1	200	130	HRC 45...50	
40Х	Поліпшення	650	2,5	230	150	HB 210...230	
40Х	Загартування об'ємне СВЧ з охопленням дна западин	900	8	230	170	HB 240...280 HRC 48...52	
40Х	Загартування поверхневе СВЧ з охопленням дна западин	900	8	270	200	HRC 48..52	HB 250..280
40ХН	Загартування СВЧ наскрізне з охопленням дна западин	1000	10	270	200	HRC 48..55	
40ХН	Загартування поверхневе СВЧ з охопленням дна западин	100	10	320	240	HRC 52....56...HB 260...300	
20Х і 20ХФ	Цементация з загартуванням і наступним шліфуванням робочих поверхонь	1100	12	280	210	HRC 52..62.....HRC 26...35	
12ХНЗА	--/--	1150	12	330	250	HRC 52....62	HRC 30....40
18ХГТ	--/--	1150	12	300	220	HRC 56..62	HRC30...40

Якщо твердість подано в HRC, приймаємо **HRC $\cong$ 10HB**.

3.2.5. Модуль передачі

рекомендований

$$m_n = (0,01...0,02) \cdot a_w, \text{ мм}$$

мінімальний

$$m_n \geq K_m \sqrt[3]{\frac{K \cdot Y_F \cdot k_{F\beta} \cdot T_1}{(z_1)^2 \cdot \psi_{bd} \cdot \sigma'_{FP}}}, \text{ мм} \quad (3.12)$$

де, K_m – коефіцієнт модуля передачі, для косозубої і шевронної передач

$$K_m = 1,12 \text{ при } \varepsilon_\beta > 1 \text{ і } K_m = 1,25 \text{ при } \varepsilon_\beta \leq 1;$$

K – коефіцієнт спрацювання, $K=1$ – для закритої передачі;

$k_{F\beta}$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження за шириною вінця при розрахунку за згином (**табл.3.5**);

T_1 – крутний момент на ведучому валу передачі, Н м;

Y_F – коефіцієнт форми зуба (**табл.3.8**), вибирають залежно від z_1 ;

z_1 – число зубців шестерні, рекомендують z_1 вибирати з меж $z_1=20...35$;

ψ_{bd} – коефіцієнт ширини колеса;

σ'_{HP} – допустимі напруження згину для шестерні, МПа.

Увага! Приймаємо модуль згідно стандарту ГОСТ 310-76 (**табл.3.3**).

За даними **табл. 3.3**. вибирають ближчий більший модуль, надаючи перевагу першому рядові.

Таблиця 3.3

Значення модулів m (ГОСТ 310-76), мм

1 ряд	1,00	1,50	2,00	2,50	3,00	4,00	5,00	6,00	8,00
2 ряд	1,25	1,75	2,25	2,75	3,50	4,50	5,50	7,00	9,00

3.2.6. Призначаємо кут нахилу зуба β

Косозубі колеса нарізують з $\beta \approx 8...20^\circ$, шевронні $\beta \approx 25...40^\circ$

3.2.7. Уточняєм кількість зубів на шестерні

$$z_1 = \frac{2 \cdot a_w \cdot \cos \beta}{m_n \cdot (u + 1)} \quad (3.13)$$

Увага! Кількість зубів $z_1 > z_{\min} = 20$. Приймаємо $z_1 =$ ближче ціле число.

3.2.8. Кількість зубів на колесі

$$z_2 = u \cdot z_1 \quad (3.14)$$

3.2.9. Фактичне передаточне число

$$u_{\phi} = z_2 / z_1 \quad (3.15)$$

3.2.10. Відхилення від заданого передаточного числа

$$u_{\phi} = \frac{u - u_{\phi}}{u} \cdot 100, \% \quad (3.16)$$

Увага! Відхилення фактичного передаточного числа від заданого допускається до $\pm 4\%$

3.2.11. Уточняю частоту обертання веденого колеса

$$n_2 = n_1 / u, \text{об/хв} \quad (3.17)$$

3.2.12. Кутова швидкість веденого вала

$$\omega_2 = \pi \cdot n_2 / 30, \text{рад/с}, \quad (3.18)$$

де, n_2 – уточнена частота обертання, об/хв;

π –стале число, $\pi=3,14$.

3.2.13. Уточняємо кут нахилу лінії зуба

$$\cos \beta = \frac{m_n \cdot z_1 \cdot (u_{\phi} + 1)}{2 \cdot a_{\omega}} \quad (3.19)$$

Увага! Значення косинуса кута нахилу лінії зуба треба обчислювати з точністю до п'яти знаків, наприклад, ($\cos \beta = 0,95833$, $\beta = 16^{\circ}35'50''$)

3.2.14. Розмір колового модуля

$$m_t = \frac{m_n}{\cos \beta}, \text{мм} \quad (3.20)$$

Увага! Значення m_t з *таблицею 3.3* не узгоджується і не округлюється.

3.2.15. Ділильні діаметри шестерні та колеса

$$\begin{aligned} d_1 &= m_t \cdot z_1, \text{мм} \\ d_2 &= m_t \cdot z_2, \text{мм} \end{aligned} \quad (3.21)$$

де, m_t –коловий модуль передачі, мм;

z_1, z_2 – число зубців шестерні та колеса;

3.2.16. Діаметри вершин і впадин шестерні та колеса

$$\begin{aligned} d_{a1} &= d_1 + 2 \cdot m_n, \text{мм}; \\ d_{a2} &= d_2 + 2 \cdot m_n, \text{мм}; \\ d_{f1} &= d_1 - 2,5 \cdot m_n, \text{мм}; \\ d_{f2} &= d_2 - 2,5 \cdot m_n, \text{мм}, \end{aligned} \quad (3.22)$$

де, d_1, d_2 – ділильні діаметри шестерні та колеса, мм.

m_n – рекомендований нормальний модуль передачі, мм.

3.2.17. Уточняємо міжосьову відстань передачі

$$a_w = 0,5 \cdot (d_1 + d_2), \text{мм} \quad (3.23)$$

Увага ! Точність обчислення d і a_w до 0,001 мм, а u – 0,01.

3.2.18. Ширина зубчастого вінця колеса

$$b_2 = \psi_{ba} \cdot a_w, \text{мм} \quad (3.24)$$

де, ψ_{ba} – коефіцієнт ширини вінця колеса, мм;

a_w – міжосьова відстань передачі, мм;

УВАГА! Ширина шестерні колеса b_1 рекомендується брати на 2...5 мм > від ширини зубчастого колеса b_2 – враховують неточність складання. При твердості активної поверхні обох коліс > HB350 приймають $b_1 = b_2$. Кінцево ширину вінця колеса вибирають ближчу більшу із ряду **R40** нормальних лінійних розмірів:

R40 – ГОСТ 6636-69:

....10; 10,5; 11; 11,5; 12; 13; 14; 15; 16; 17; 18; 19; 20; 21; 22; 24; 25; 26; 28; 30; 32; 34; 36; 38; 40; 42; 45; 48; 50; 53; 56; 60; 63; 67; 71; 75; 80; 85; 90; 95; 100; 105; 110; 120; 125; 130; 140; 150; 160; 170; 180; 190; 200; 210; 220; 240; 250; 260; 280; 300; 320; 340; 360; 380; 400; 420; 450 480; 500; 530; 560; 600; ...

3.2.19. Колова швидкість передачі

$$V = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60}, \text{м/с}, \quad (3.25)$$

де, d_1 – дільний діаметр шестерні, мм;

Увага! За **табл 3.4** приймають ступінь точності передачі.

Таблиця 3.4

Ступінь точності циліндричних передач

Ступінь передачі	точності	Колова швидкість V , м/с	
		прямозубі	непрямозубі
6-й–високоточні		≤ 15	≤ 30
7-й–точні		≤ 10	≤ 15
8-й–середньої точності		≤ 6	≤ 10
9-й–пониженої точності		≤ 2	≤ 4

Силіві залежності передачі та перевірка міцності зубців

3.2.20. Колова сила в зачепленні

$$F_t = \frac{2 \cdot T_1}{d_1} \cdot 10^3, H \quad (3.26)$$

де, T_1 – крутний момент в перерізі вала шестерні, Н м;
 d_1 – дільний діаметр шестерні, мм

3.2.21. Радіальна сила в зачепленні

$$F_r = F_t \cdot \frac{\tan \alpha}{\cos \beta}, H \quad (3.27)$$

де, F_t – колова сила в зачепленні, Н;
 α – кут зачеплення, $\alpha=20^\circ$
 β – кут нахилу лінії зубця, град

3.2.22. Осьова сила

$$F_a = F_t \cdot \tan \beta, H \quad (3.28)$$

де, F_t – колова сила в зачепленні, Н;
 β – кут нахилу лінії зубця, град

Таблиця 3.5

Коефіцієнти, що враховують нерівномірність розподілу навантаження за шириною вінця $k_{F\beta}$, $k_{H\beta}$

Розташування шестерні відносно опор	Тверд. зубців колеса	Коефіцієнт ψ_{bd} —циліндричні				
		0,2	0,4	0,6	0,8	1,2
КОЕФІЦІЄНТ $k_{F\beta}$						
Консольне, опори кулькові	≤ 350	1,16	1,37	1,64	—	—
	> 350	1,33	1,70	—	—	—
Консольне, опори роликові	≤ 350	1,10	1,22	1,38	1,57	—
	> 350	1,20	1,44	1,71	—	—
Симетричне	≤ 350	1,01	1,03	1,05	1,07	1,14
	> 350	1,02	1,04	1,08	1,14	1,30
Несиметричне	≤ 350	1,05	1,10	1,17	1,25	1,42
	> 350	1,09	1,18	1,30	1,43	1,73
КОЕФІЦІЄНТ $k_{H\beta}$						
Консольне, опори кулькові	≤ 350	1,08	1,17	1,26	—	—
	> 350	1,22	1,44	—	—	—

Консольне, опори роликові	≤350	1,06	1,12	1,19	1,27	–
	>350	1,11	1,25	1,45	–	–
Симетричне	≤350	1,01	1,02	1,03	1,04	1,07
	>350	1,01	1,02	1,04	1,07	1,16
Несиметричне	≤350	1,03	1,05	1,07	1,12	1,19
	>350	1,06	1,12	1,20	1,29	1,48

Таблиця 3.6

Коефіцієнт розподілу навантаження між зубцями k_α

Коефіцієнт	Прямо зубі	Косозубі			
		Ступінь точності			
		6	7	8	9
За згином $k_{F\alpha}$	1,00	0,72	0,81	0,91	1,00
За контактом $k_{H\alpha}$	1,00	1,10			

Таблиця 3.7

Коефіцієнт динамічності навантажень k_v

Твердість зубців, HВ	Прямозубі	Косозубі
ЗА ЗГИНОМ k_{FV}		
≤350	1,40	1,20
>350	1,20	1,10
ЗА КОНТАКТОМ k_{HV}		
≤350	1,20	1,10
>350	1,10	1,05

Перевірочний розрахунок на контактну і згинальну витривалість зубів.

3.2.23. Напруження згину в основі зубця колеса

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b_2 \cdot m_n} \cdot k_{F\alpha} \cdot k_{F\beta} \cdot k_{FV} \cdot Y_F \cdot Y_\beta \leq \sigma_{FP}^{//}, \text{ МПа}, \quad (3.29)$$

де, F_t – колова сила в зачепленні, Н;

$k_{F\alpha}$ – коефіцієнт розподілу навантаження між зубцями, **табл. 3.9**;

$k_{F\beta}$ – коефіцієнти, що враховують нерівномірність розподілу навантаження за шириною вінця при розрахунку за згином, знаходять за **табл. 3.8**;
(ψ_{bd} визначають за **формулою (3.10)**);

k_{FV} – коефіцієнт, що враховує динамічні навантаження при розрахунку за згином (**табл.3.7**);

Y_F – коефіцієнт форми зубця колеса, обирають за даними **табл. 3.8** залежно від кількості z_v , тому що перевірочний розрахунок проводять за слабшим елементом (шестернею або колесом), в якого значення σ_{FP} / Y_F менше. (**пункти 3.2.25. та 3.2.26**)

Y_β – коефіцієнт нахилу лінії зуба, **формула (3.31)**;

b_2 – ширина вінця колеса, мм;

m – модуль передачі, мм

3.2.24. Приведене число зубців шестерні та колеса

$$\begin{aligned} z_{v1} &= z_1 / \cos^3 \beta \\ z_{v2} &= z_2 / \cos^3 \beta \end{aligned} \quad (3.30)$$

де, z_1, z_2 – число зубців шестерні та колеса;

β – кут нахилу лінії зубця, град

3.2.25. Коефіцієнт форми зубця Y_F

Увага! За **табл. 3.8**, інтерполюючи, визначаємо коефіцієнти форми зубця шестерні Y'_F в залежності від z_{v1} , і колеса Y''_F в залежності від z_{v2} .

3.2.26. Порівняльна оцінка міцності зуба шестерні і колеса при згині

$$\begin{aligned} \frac{\sigma'_{FP}}{Y'_F} \\ \frac{\sigma''_{FP}}{Y''_F} \end{aligned} \quad (3.31)$$

де, $\sigma'_{FP}, \sigma''_{FP}$ – допустимі напруження для шестерні і колеса, МПа;

Y'_F, Y''_F – коефіцієнти форми зубців колеса та шестерні (**пункт 3.2.25**)

Увага! Перевірку на витривалість за напруженнями згину в **пункті 3.2.23** роблять при найнижчій міцності зубів, яка виявилась при розрахунку за **формулою 3.31**, відповідно, або для колеса, або для шестерні (в більшості випадків – для колеса).

Таблиця 3.8

Коефіцієнт форми зубця Y_F

z	20	22	24	26	28	30
Y_F	4,07	3,98	3,92	3,88	3,84	3,80
z	35	40	45	50	65	≥ 80
Y_F	3,75	3,70	3,66	3,65	3,62	3,61

3.2.27. Коефіцієнт нахилу лінії зуба

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta^0}{140^0} \quad (3.32)$$

де, β – кут нахилу лінії зубця, град

3.2.28. Перевірка зубців на контактну втому

$$\sigma_H = Z_H \cdot Z_M \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{k_{H\alpha} \cdot k_{H\beta} \cdot k_{HV} \cdot F_t \cdot (u_\phi + 1)}{d_1 \cdot b_2 \cdot u}} \leq \sigma_{HP}^{//}, \text{ МПа} \quad (3.33)$$

де, Z_H – коефіцієнт, який враховує форму спряжених поверхонь, (вибирається в залежності від кута β за **табл. 3.8**)

Z_M – коефіцієнт, який враховує механічні властивості матеріалів спряжених коліс, **табл.3.9**;

Z_ε – коефіцієнт, який враховує сумарну довжину контактних ліній:

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}} \quad (3.34)$$

де, ε_α – коефіцієнт торцевого перекриття, який обчислюється за ф-лою:

$$\varepsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right] \cdot \cos \beta \quad (3.35)$$

де, β – кут нахилу лінії зубця, град;

z_1, z_2 – число зубів шестерні та колеса;

$k_{H\alpha}$ – коефіцієнт розподілу навантаження між зубцями, (**табл. 3.6**);

$k_{H\beta}$ – коефіцієнти, що враховують нерівномірність розподілу навантаження за шириною вінця при розрахунку за згином, **табл.3.5**; (ψ_{bd} визначають за **формулою (3.10)**);

k_{HV} – коефіцієнт, що враховує динамічні навантаження при розрахунку на контактну втому, (**табл 3.7**);

F_t – колова сила в зачепленні, Н;

u_ϕ – фактичне передаточне число передачі;

d_1 – дільний діаметр шестерні, мм;

b_2 – ширина вінця колеса, мм

Увага! Якщо розрахункові напруження σ_H менші від допустимих σ_{HP} , то розрахунок можна вважати закінченим. Немає потреби робити перерахунок, якщо розрахункові напруження не перевищують 5% від допустимих.

Таблиця 3.8

Значення коефіцієнтів Z_H

β , град	0	10	15	20	25	30	35	40
Z_H	1,76	1,74	1,71	1,67	1,62	1,56	1,50	1,42

Таблиця 3.9

Значення коефіцієнтів K_a і Z_M

Коефі	Вид зуб	Матеріал зубчастих коліс
-------	---------	--------------------------

цієнт	Час тих коліс	Сталь-сталь	Сталь- чавун	Сталь- бронза	Чавун- чавун
K _a	Прямозубі	4950	4450	4300	4150
	Косозубі	4300	3900	3750	3600
Z _M	Прямозубі і непрямозубі	274x10 ³	234x10 ³	225x10 ³	209x10 ³

Розділ 4. ОРІЄНТОВНИЙ РОЗРАХУНОК ВАЛІВ

4.1. Орієнтовний розрахунок швидкохідного вала

4.1.1. Діаметр вихідного кінця вала шестерні.

Діаметр вихідного кінця вала визначають грубо наближено (орієнтовний розрахунок) з розрахунку на міцність при крученні за зниженими допустимими дотичними напруженнями, **формула (4.1)**. Для валів з вуглецевої сталі допустиме дотичне напруження $[\tau_K] = 20...40$ МПа (менші значення—для менш міцних сталей Ст3, Ст4, сталь30). Шестерні зубчастих передач можуть бути виготовлені у двох варіантах: окремо від вала (насадка шестерні) і разом з валом (вал-шестерня). Вал-шестерня виконують у тих випадках, коли відстань від впадин зуба d_f до шпоночного паза X для циліндричних коліс $X < 2,5m$

$$d_{B1} \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T_1}{\pi \cdot [\tau_K]}}, \text{ мм} \quad (4.1)$$

де, T_1 – крутний момент на шестерні, Нм;

$[\tau_K]$ – допустиме напруження для шестерні, МПа.

Так як вихідний кінець швидкохідного вала має шпонкову канавку, то для компенсації ослаблення перерізу добутий за формулою діаметр d_{B1} збільшують на 8...10%, а потім заокруглюють до найближчих стандартних значень за рядом **R40** – ГОСТ 6636-69 (СТ СЭВ 514-77).

Увага! Всі діаметри посадочних ділянок мають відповідати стандарту, тобто ряду R40.

4.1.2. Посадочні розміри під ущільнення і підшипники

Посадочні розміри під ущільнення і підшипники визначають конструктивно, враховуючи конструктивні особливості.

При невеликій коловій швидкості можна застосувати яке-небудь контактне ущільнення – монтажне або сальникове.

Діаметр вала під ущільнення d_1' приймають від d_{B1} на приблизно 1...3 мм більшим (для упора торця втулки півмуфти);

Діаметр вала під підшипник рекомендують вибирати з співвідношення $d_1'' = d_{B1} + 0...8\text{мм}$. Більші значення беруть для призматичної шпонки, але пам'ятаємо, що діаметр вала під підшипник може закінчуватись, або на нуль, або на п'ять. (див. умовне позначення підшипників [7] ст. 208.).

Діаметр опорного буртика d_1''' – приймають з **таблиці 8.5**, що відповідає розміру $d_{2\min}$, але перед цим треба орієнтовно призначити підшипник (номер, серію згідно діаметра вала під підшипник d_1'' , який в таблиці позначається d).

4.2. Орієнтовний розрахунок тихохідного вала

4.2.1. Діаметр вихідного кінця вала зубчастого колеса.

Діаметр вихідного кінця вала визначають грубо наближено (орієнтовний розрахунок) з розрахунку на міцність при крученні за зниженими допустими ми дотичними напруженнями, **формула (4.2)**. Для валів з вуглецевої сталі допустиме дотичне напруження $[\tau_K] = 20...40\text{МПа}$ (менші значення – для менш міцних сталей Ст3, Ст4, сталь 30). Оскільки зубчасте колесо на тихохідний вал насаджують за допомогою шпонки (як правило), то тихохідний вал виготовляють з менш міцного матеріалу, наприклад з сталі 30.

$$d_{B2} \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T_2}{\pi \cdot [\tau_K]}}, \text{ мм} \quad (4.2)$$

де, T_2 – крутний момент на зубчастому колесі, Нм;

$[\tau_K]$ – допустиме напруження для зубчастого колеса, МПа.

4.2.2. Посадочні розміри під ущільнення і підшипники

Посадочні розміри під ущільнення і підшипники визначають конструктивно, враховуючи конструктивні особливості.

Діаметр вала під манжетне ущільнення d_2' приймають від d_{B2} на приблизно 1...3 мм більшим (для упора торця втулки півмуфти);

Діаметр вала під підшипник d_2'' рекомендують вибирати з співвідношення $d_2'' = d_{B2} + 0...8\text{мм}$. Більші значення беруть для призматичної шпонки, але пам'ятаємо, що діаметр вала під підшипник може закінчуватись, або на нуль, або на п'ять. (див. умовне позначення підшипників [7] ст. 208.).

Діаметр вала під посадку маточини зубчастого колеса d_2''' рекомендують приймати більшим від діаметра вала під підшипник d_2'' приблизно на 5 мм.

Рекомендують виготовляти вали однакового діаметра по всій довжині, але

для полегшення монтажу підшипників, зубчастих коліс та інших деталей застосовують і ступінчасту конструкцію вала, що ми і запропонували.

Розділ 5. КОНСТРУКТИВНІ РОЗМІРИ ПЕРЕДАЧІ

5.1. Конструктивні розміри зубчастого колеса

Зубчасті циліндричні колеса малих діаметрів виконують кованими, при діаметрі до 500 мм – кованими або штампованими. При більших діаметрах – литими з диском або спицями. Для визначення розмірів параметрів зубчастих коліс використовують нижче наведені емпіричні співвідношення, *приймаючи при цьому середні значення*:

$$\begin{aligned} & \text{5.1.1. Діаметр маточини} \\ & d_2^{IV} \approx (1,5...1,7) \cdot d_2^{III}, \text{ мм} \end{aligned} \quad (5.1)$$

$$\begin{aligned} & \text{5.1.2. Довжина маточини} \\ & \ell_{MAT} \approx (0,7...1,8) \cdot d_2^{III}, \text{ мм} \end{aligned} \quad (5.2)$$

$$\begin{aligned} & \text{5.1.3. Товщина обода} \\ & \delta_0 \approx (2,5...4) \cdot t, \text{ мм} \end{aligned} \quad (5.3)$$

Якщо конструкція колеса дискова, тоді:

$$\begin{aligned} & \text{5.1.4. Товщина диска} \\ & e \approx (0,2...0,3) \cdot b_2, \text{ мм} \end{aligned} \quad (5.4)$$

Діаметр отворів у диску приймають конструктивно, але не менш як 15...20 мм., кількість 4...6;

5.2. Конструктивні розміри елементів корпусу та кришки редуктора

В корпусі редуктора розміщують деталі зубчастих передач. При його конструюванні повинні бути забезпечені міцність і жорсткість, що включає можливість перекосу валів.

Для підвищення жорсткості служать ребра, які розташовані в приливах під підшипники. Корпус, звичайно, роблять роз'ємним. Він складається з основи (картера) і кришки.

Матеріал корпуса чавун СЧ10 або СЧ15. Зварні конструкції застосовують рідко, головним чином для крупногабаритних редукторів індивідуального виготовлення. Товщина стінок зварних корпусів на 20-30% менше ніж чавунних.

Корпус і кришку фіксують відносно один одного двома конічними штифтами, які встановлюють без зазору до росточки гнізд під підшипники. Корпус і кришку з'єднують болтами для забезпечення герметичності. Щоб запобігти витікання масла площини роз'єднання змащують спиртовим лаком або рідким склом.

Для захвату редуктора при піднятті роблять під фланцем основи приливи у вигляді крюків. Для зняття кришки роблять крюки або петлі (отвори) на ній.

Для злиття масла і спостереження в кришці корпуса є вікно, яке закривається кришкою. В редукторі з великим виділенням тепла передбачають віддуши ну, що з'єднує середину редуктора з атмосферою. Це підвищує надійність ущільнень. Простою віддушиною може бути ручка кришки оглядового отвору.

Для витікання забрудненого мастила і промиття редуктора у нижній частині корпуса роблять отвір під пробку з конічною або циліндричною різьбою.

Маслоспускний отвір виконують на рівні днища або дещо нижче його. Бажано, щоб днище мало нахил 1-2° у бік маслоспускного отвору. Для полегшення відділення кришки від корпусу при розборці на поясі кришки встановлюють два відтискних болта. Підшипники закривають кришками глухими і наскрізними, через які проходять кінці валів. По конструкції кришки бувають врізними або з гвинтовими кріпленням. Матеріал – чавунне литво СЧ-10, СЧ-15.

5.2.1. Товщина стінки корпуса

$$\delta \approx 0,025 \cdot a_{\omega} + 1 \dots 5, \text{ мм} \quad (5.5)$$

5.2.2. Товщина стінки кришки корпуса редуктора

$$\delta_1 \approx 0,02 \cdot a_{\omega} + 1 \dots 5, \text{ мм} \quad (5.6)$$

5.2.3. Товщина верхнього пояса корпуса редуктора

$$S \approx 1,5 \cdot \delta, \text{ мм} \quad (5.7)$$

5.2.4. Товщина пояса кришки редуктора

$$S_1 \approx 1,5 \cdot \delta_1, \text{ мм} \quad (5.8)$$

5.2.5. Товщина нижнього пояса корпуса редуктора

$$t \approx (2 \dots 2,5) \cdot \delta, \text{ мм} \quad (5.9)$$

5.2.6. Товщина ребер жорсткості корпуса редуктора

$$C \approx 0,85 \cdot \delta, \text{ мм} \quad (5.10)$$

5.2.7. Діаметр фундаментних болтів

$$d_{\phi} \approx (1,5 \dots 2,5) \cdot \delta, \text{ мм} \quad (5.11)$$

5.2.8. *Ширина нижнього пояса корпусу редуктора (ширина фланця для кріплення редуктора до фундаменту)*

$$K_2 \geq 2,1 \cdot d_{\phi}, \text{ мм} \quad (5.12)$$

5.2.9. *Діаметр болтів, які з'єднують корпус з кришкою редуктора*

$$d_{\kappa} \approx (0,5 \dots 0,6) \cdot d_{\phi}, \text{ мм} \quad (5.13)$$

5.2.10. *Ширина пояса (ширина фланця) з'єднання корпусу і кришки редуктора біля підшипників*

$$K \approx 3 \cdot d_{\kappa}, \text{ мм} \quad (5.14)$$

Ширина пояса K_1 призначають на $2 \dots 8$ мм. меншою від K

5.2.11. *Діаметр болтів, які з'єднують кришку і корпус редуктора біля підшипників*

$$d_{\kappa.п.} \approx 0,75 \cdot d_{\phi}, \text{ мм} \quad (5.15)$$

5.2.12. *Діаметр болтів, які з'єднують кришки підшипників до редуктора*

$$d_n \approx (0,7 \dots 1,4) \cdot \delta, \text{ мм} \quad (5.16)$$

5.2.13. *Діаметр відтискних болтів*

Діаметр відтискних болтів беруть з діапазону

$$d_{\kappa.б.} \approx 8 \dots 16, \text{ мм} \quad (5.17)$$

більші значення для важких редукторів.

5.2.14. *Діаметр болтів для кріплення кришки оглядового отвору*

Діаметр болтів для кріплення кришки оглядового отвору беруть з діапазону

$$d_{\kappa.о.} \approx 6 \dots 10, \text{ мм} \quad (5.18)$$

5.2.15. *Діаметр різьби пробки (для зливання масла з корпусу редуктора)*

$$d_{н.р.} \geq (1,6 \dots 2,2) \cdot \delta, \text{ мм} \quad (5.19)$$

5.3. *Конструктивні розміри валів, підшипникових вузлів.*

Щоб накреслити ескізу компоновку редуктора, перевірити міцність і жорсткість валів, треба орієнтовно знайти решту конструктивних розмірів його деталей і складальних одиниць.

5.3.1. *Зазор між внутрішньою бічною стінкою корпусу і торцем шестерні*

$$y \approx (0,5 \dots 1,5) \cdot \delta, \text{ мм} \quad (5.20)$$

Увага! Якщо $\ell_{\text{МАТ.}} > b_1$, то y беруть від торця маточини, а якщо $\ell_{\text{МАТ.}} = b_1$, то розмір y від торця маточини колеса і від торця шестерні той самий.

5.3.2. Відстань між внутрішньою стінкою корпусу (кришки) редуктора й колом вершин зубів колеса і шестерні

$$y_1 \approx (1,5...3) \cdot \delta, \text{ мм} \quad (5.21)$$

5.3.3. Відстань від діаметра кола вершин зубчастого колеса d_{a2} до внутрішньої стінки картера

$$y'_1 \approx (3...4) \cdot \delta, \text{ мм} \quad (5.22)$$

Це потрібно для достатньої місткості масляної ванни

5.3.4. Довжина вихідного кінця вала шестерні (швидкохідного вала)

$$\ell_1 \approx (1,5...2) \cdot d_{B1}, \text{ мм} \quad (5.23)$$

Увага! Потім цей розмір уточнюють, виходячи з довжин маточин деталей складальних одиниць, які насаджують на ці кінці.

5.3.5. Довжина вихідного кінця вала зубчастого колеса (тихохідного вала)

$$\ell_2 \approx (1,5...2) \cdot d_{B2}, \text{ мм} \quad (5.24)$$

Увага! Потім цей розмір уточнюють, виходячи з довжин маточин деталей складальних одиниць, які насаджують на ці кінці.

5.3.6. Приймаєм орієнтовно підшипники

В редукторах з циліндричними косозубими колесами, застосовують конічні підшипники, що сприймають як радіальне так і осьове навантаження. Серія підшипника ще нам не відома, її знайдемо в наступних розрахунках за динамічною вантажопідйомністю. Тут типорозміри підшипників намічаємо орієнтовно, щоб мати можливість компоувати редуктор; надалі при добиранні підшипників за динамічною вантажопідйомністю їхні параметри уточнюють.

Тому орієнтовно приймаєм легку серію для тихохідного вала і середню – для швидкохідного вала. Номер підшипника вибирають за діаметром прийнятим в орієнтовному розрахунку d_1'', d_2'' валів, з **таблиці 8.1**. Маючи серію, номер ще вибираєм з **таблиці 8.1** ширину підшипника $T_{\max}$ і зовнішній діаметр D

5.3.7. Розмір X для швидкохідного і тихохідного валів

$$\begin{aligned} X' &\approx 2 \cdot d_{\Pi}', \text{ мм} \\ X'' &\approx 2 \cdot d_{\Pi}'', \text{ мм} \end{aligned} \quad (5.25)$$

5.3.8. Розмір ℓ_1', ℓ_2' і для швидкохідного і тихохідного валів

$$\begin{aligned} \ell_1' &\approx 1,5 \cdot T', \text{ мм} \\ \ell_2' &\approx 1,5 \cdot T'', \text{ мм} \end{aligned} \quad (5.26)$$

5.3.9. Відстань від торця підшипника швидкохідного вала до торця шестерні

$$\ell_1'' \approx 8...18, \text{ мм} \quad (5.27)$$

5.3.10. Розмір ℓ_1'''

$$\ell_1''' \approx 8.....18, \text{ мм} \quad (5.28)$$

5.3.11. Осьовий розмір глухої кришки підшипника тихохідного вала

$$\ell_2'' \approx 8.....25, \text{ мм} \quad (5.29)$$

5.3.12. Відстань a_1 і a_2

Розрахунки a_1 і a_2 є базовими при проектуванні редуктора. Вважаємо, що ці відстані прикладені за довжиною осі вала від точки прикладання сил, що виникають у зубчастому зачепленні, до точок прикладення опорних реакцій, які орієнтовно приймаємо на рівні внутрішніх торців підшипників у точках А і В осі вала:

Швидкохідний вал

$$a_1 \approx \ell_1'' + 0,5 \cdot b_1, \text{ мм} \quad (5.30)$$

Тихохідний вал

$$a_2 \approx y + 0,5 \cdot \ell_{MAT}, \text{ мм} \quad (5.31)$$

Габаритні розміри редуктора

5.3.13. Ширина редуктора

$$B_p \approx \ell_2 + \ell_2' + T'' + y + \ell_{MAT} + y + T'' + \ell_2'' + 0,5 \cdot T'' + \ell_1, \text{ мм} \quad (5.32)$$

5.3.14. Довжина редуктора

$$L_p \approx K_1 + \delta + y_1 + a_\omega + 0,5 \cdot d_{a2} + 0,5 \cdot d_{a1} + y_1 + \delta + K_1, \text{ мм} \quad (5.33)$$

5.3.15. Висота редуктора

$$H_p \approx \delta_1 + y_1 + d_{a2} + y_1' + t, \text{ мм} \quad (5.34)$$

Увага! Габаритні розміри в процесі ескізної компоновки можуть змінюватися.

5.4. Ескізна компоновка

Ескізна компоновка редуктора виконується з метою визначення взаємного розташування зубчастих коліс в корпусі редуктора, а також відстаней між точками прикладання сил і серединами опор валів, які необхідні для подальших розрахунків валів та їх опор. До побудови ескізної компоновки повинні бути зробленими розрахунки зубчастих передач редуктора та орієнтовні розрахунки валів.

Ескізна компоновка виконується на міліметровому папері у масштабі 1:1. При цьому орієнтовно добуті розміри можуть змінюватися.

Компоновку починають креслити з валів, потім креслять зубчасте колесо в зачепленні з шестернею (можна навпаки), далі підшипники та ін.

Розділ 6 ПЕРЕВІРОЧНИЙ РОЗРАХУНОК ВАЛІВ

Цей розрахунок виконується після завершення конструювання вала, тобто коли остаточно встановлені його форма, розміри і технічні умови на виготовлення. Міцність валів на згин з крученням перевіряємо за гіпотезою найбільших дотичних напружень (III теорією міцності) **формула 6.12** Цей розрахунок потребує наближеного визначення осьових розмірів вала, що дає можливість побудувати епюри згинальних моментів.

Увага! Розрахунок проводимо *для швидкохідного і тихохідного валів*.

6.1. Допустиме напруження згину

При виконанні проектувального розрахунку на міцність осі допустимі напруження згину для обертових осей приймають як для симетричного циклу напружень.

$$[\sigma_{зг}]_{-1} = k_{p.зг} \cdot \sigma_{-1} / ([n] \cdot K_{\sigma}), \text{ МПа}, \quad (6.1)$$

де, $k_{p.зг}$ – коефіцієнт режиму навантаження при розрахунку на згин,

$k_{p.зг} = 1 \dots 1,65$. При розрахунку осей та валів приймають $k_{p.зг} = 1$.

$[n]$ – потрібний коефіцієнт запасу міцності, $[n] \approx 1,3 \dots 3$;

K_{σ} – ефективний коефіцієнт концентрації напружень, $K_{\sigma} \approx 1,2 \dots 2,5$;

σ_{-1} – границя витривалості при симетричному циклі напружень для валів з вуглецевої сталі:

$$\sigma_{-1} \approx 0,43 \cdot \sigma_B, \text{ МПа}, \quad (6.2)$$

де, σ_B – границя міцності для матеріалу (швидкохідного або тихохідного валів), береться **табл. 3.1**

6.2. Епюри згинальних і крутних моментів

Визначаємо реакції опор вала, користуючись розрахунковою схемою, показаною на **рис. 6.1**.

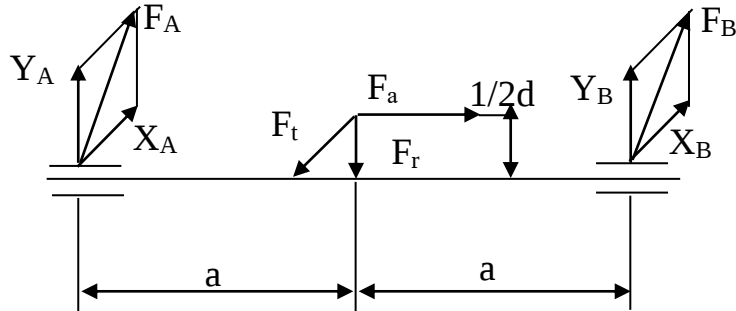


Рис. 6.1

6.2.1. Реакції опор у вертикальній площині zOy від сили F_r і F_a

Складаємо рівняння рівноваги суми моментів відносно опори **A**:

$$\Sigma M_A = -F_r \cdot a - F_a \cdot 0,5 \cdot d + Y_B \cdot 2 \cdot a = 0; \quad (6.3)$$

де, F_r – радіальна сила, Н;

F_a – осьова сили, Н;

d – діаметр ділильного кола, мм;

Y_B – реакція опори **B** у вертикальній площині **zOy**;

a – відстань за довжиною осі вала від точки прикладання сил до точок прикладення опорних реакцій

Отже з **формули (6.3)** знаходимо реакцію Y_B опори **B** у вертикальній площині **zOy**:

$$Y_B = \frac{F_r \cdot a + 0,5 \cdot F_a \cdot d}{2 \cdot a} \quad (6.4)$$

Складаємо рівняння рівноваги суми моментів відносно опори **B**:

$$\Sigma M_B = -Y_A \cdot 2 \cdot a - F_a \cdot 0,5 \cdot d + F_r \cdot a = 0; \quad (6.5)$$

де F_r – радіальна сили, Н;

F_a – осьова сили, Н;

Y_A – реакція опори **A** у вертикальній площині **zOy**;

a – відстань за довжиною осі вала від точки прикладання сил до точок прикладення опорних реакцій

Отже з **формули (6.5)** знаходимо реакцію Y_A опори **A** у вертикальній площині **zOy**:

$$Y_A = \frac{F_r \cdot a - 0,5 \cdot F_a \cdot d}{2 \cdot a} \quad (6.6)$$

6.2.2. Реакції опор у горизонтальній площині від сили F_t

$$X_A = X_B = 0,5 \cdot F_t, \quad (6.7)$$

де, F_t – колова сили, Н

6.2.3. Розмір згинальних моментів у характерних точках в площині yOz :

Характерними точками (перерізами) є **A**, **C** і **B**;

в точці **A**: $M_A=0$;

в точці **B**: $M_B=0$, тобто на обох кінцях вала в опорах (підшипниках) згинальні моменти відсутні.

Згинальний момент під серединою колеса в точці **C** з правої сторони:

$$M_C^{ПРАВ} = Y_B \cdot a \quad (6.8)$$

Згинальний момент під серединою колеса в точці **C** з лівої сторони:

$$M_C^{ЛІВ} = Y_A \cdot a \quad (6.9)$$

Увага! Треба записати максимальний згинальний момент від сили F_r, F_a тобто $(M_{F_r, F_a})_{\max}$. тобто, що більше $M_C^{ПРАВ}$ чи $M_C^{ЛІВ}$.

6.2.4. Розмір згинальних моментів у характерних точках в площині xOz

Характерними точками (перерізами) є **A**, **C** і **B**;

в точці **A**: $M_A=0$;

в точці **B**: $M_B=0$, тобто на обох кінцях вала в опорах (підшипниках) згинальні моменти відсутні.

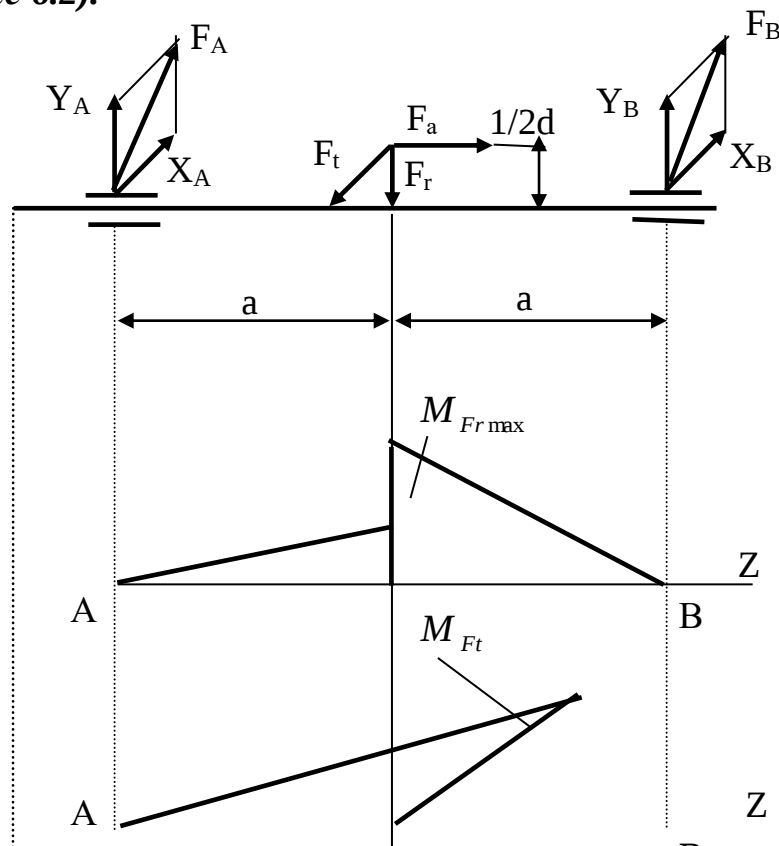
Згинальний момент під серединою колеса в точці **C** від сили F_t , тобто M_{F_t} :

$$M_{F_t} = M_C = X_A \cdot a \quad (6.8)$$

Будуємо епюри вибираючи при цьому масштаб, приклад побудови епюри на **рис 6.2**

6.2.5. Сумарний згинальний момент у перерізі посередині колеса

Сумарний згинальний момент обчислюють у перерізі посередині колеса, тому що в цьому місці небезпечний переріз вала, діє найбільший згинальний момент (дивись епюру **рис 6.2**).



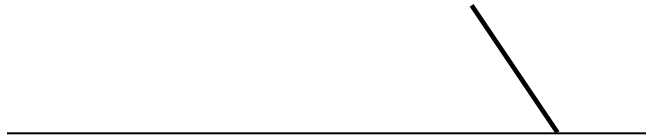


Рис.6.2

Z

$$M_{3\Gamma} = \sqrt{M_{Fr}^2 + M_{Ft}^2}, \quad (6.9)$$

де, M_{Fr} – сумарний згинальний момент від сил F_r ;

M_{Ft} – сумарний згинальний момент від сил F_t

6.2.6. Обчислення згинаючих напружень

Оскільки вал працює на згин, то напруження згину обчислюються з умови міцності на згин.

$$\sigma_{3\Gamma} = \frac{M_{3\Gamma}}{W_X} = \frac{32 \cdot M_{3\Gamma}}{\pi \cdot d_{f1}^3} \quad (6.10)$$

де, $M_{3\Gamma}$ – сумарний згинальний момент у небезпечному перерізі вала, Нм;

W_X – осьовий момент опору круглого перерізу вала, м³, $W_X = \pi d_f^3 / 32$;

d_{f1} – діаметр западин шестерні, м

Увага! При розрахунку **тихохідного вала** замість d_f в розрахунок вводиться значення діаметра під маточину зубчастого колеса – d_2''' на 8...10% менше від розрахованого значення d_2''' в **пункті 4.2.2.**

6.2.7. Обчислення напружень кручення

Вал працює не тільки на згин, а й на кручення, тому обчислюємо напруження з умови міцності на кручення.

$$\tau_K = \frac{T}{W_p} = \frac{16 \cdot T}{\pi \cdot d_{f1}^3} \quad (6.11)$$

де, T – крутний момент на валі, Нм;

W_p – полярний момент опору круглого перерізу вала, м³, $W_p = \pi d_f^3 / 16$;

d_{f1}^3 – діаметр западин шестерні, м.

Увага! При розрахунку **тихохідного вала** замість d_f в розрахунок вводиться значення діаметра під маточину зубчастого колеса – d_2''' на 8...10% менше від розрахованого значення d_2''' в **пункті 4.2.2.**

6.2.8. Еквівалентні напруження

Еквівалентні напруження обчислюємо за гіпотезою найбільших дотичних напружень і порівнюємо його значення з допустимими.

$$\sigma_{eIII} = \sqrt{\sigma_{3\Gamma}^2 + 4 \cdot \tau_K^2} \leq [\sigma_{3\Gamma}]_{-1} \quad (6.12)$$

Увага! Перевірку міцності валів розраховують для швидкохідного і тихохідного валів.

Розділ 7

ПІДБІР ШПОНОК І ПЕРЕВІРНИЙ РОЗРАХУНОК

Для з'єднання вала з деталями, які передають обертання, найчастіше застосовують призматичні шпонки, **табл.7.1**. Вибирають шпонки в залежності від діаметра вала на який насаджують шпонку і перевіряють розрахунком з'єднання на зминання.

Підбір шпонок проводиться для вихідного кінця швидкохідного вала діаметром d_{B1} , для вихідного кінця тихохідного вала d_{B2} , і для діаметра вала під маточину зубчастого колеса d_2^{III} .

7.1. Швидкохідний вал

При d_{B1} за **табл.7.1** добираю призматичну шпонку параметрами $b \times h$, де b – ширина шпонки, мм; h – висота шпонки, мм. Довжину шпонки ℓ вибираємо так, щоб вона була меншою від довжини вихідного кінця вала ℓ_1 на 2...10 мм., і не виходила за межі граничних розмірів для шпонок, **табл. 7.1**

7.1.1. Розрахункова довжина шпонки

$$\ell_p = \ell - v \quad (7.1)$$

де, ℓ – довжина шпонки, мм;

b – ширина шпонки, мм

7.1.2. Розрахункове напруження зминання

$$\sigma_{3M} \approx \frac{4,4 \cdot T_1}{d_{B1} \cdot \ell_p \cdot h} \leq [\sigma]_{3M}, \text{ Па} \quad (7.2)$$

де, T_1 – крутний момент швидкохідного вала, Нм;

d_{B1} – діаметр вихідного кінця вала, на який насаджують шпонку, мм;

ℓ_p – розрахункова довжина шпонки, мм;

h – висота шпонки, мм;

$[\sigma]_{3M}$ – допустиме напруження на зминання, МПа, коли передбачають посадку півмуфти з сталі, то $[\sigma]_{3M} = 100 \dots 150$ МПа. Менші значення допустимих напружень $[\sigma]_{3M}$ беруть при передаванні коливальних навантажень на 20-25% або ударних навантажень на 40-50%. Якщо на вал насаджують чавунні деталі приведені значення $[\sigma]_{3M}$ знижують вдвічі.

Увага! Якщо при перевірці шпонки σ_{3M} буде значно менше $[\sigma_{3M}]$, то можна прийняти шпонку меншого перерізу **b x h** як для вала попереднього діапазону діаметрів, але обов'язково треба перевірити її на зминання. Якщо не буде дотримана умова, тобто $\sigma_{3M} > [\sigma_{3M}]$, то раціональніше буде прийняти шліцьове з'єднання.

Отже, остаточно приймаєм шпонку, наприклад, 8x7x18 СТ СЭВ 180-75, $b=8$ мм, $h=7$ мм, $L=18$ мм

7.2. Тихохідний вал

Для тихохідного вала підбираєм і перевіряєм шпонку для вихідного кінця вала при d_{B2} по пунктах, і за формулами наведеними в **пункті 7.1**.

Для вала під маточину зубчастого колеса при d_2^{III} перевіряєм і підбираєм шпонку по пунктах і за формулами наведеними в **пункті 7.1**

Таблиця 7.1

Шпонки призматичні ГОСТ 23360-78 (СТ СЭВ 180-75)

Діаметр вала, d	Розміри перерізу шпонок,		Глибина паза		Радіус заокруглення пазів	
			вала	втулки		
	b	h	t_1	t_2	min	max
12...17	5	5	3,0	2,3	0,16	0,25
17...22	6	6	3,5	2,8	0,16	0,25
22...30	8	7	4,0	3,3	0,16	0,25
30...38	10	8	5,0	3,3	0,16	0,25
38...44	12	8	5,0	3,3	0,16	0,25
44...50	14	9	5,5	3,8	0,25	0,40
50...58	16	10	6,0	4,3	0,25	0,40
58...65	18	11	7,0	4,4	0,25	0,40

65...75	20	12	7,5	4,9	0,25	0,40
75..85	22	14	9,0	5,4	0,40	0,60
85...95	25	14	9,0	5,4	0,40	0,60
95...110	28	16	10,20	6,4	0,40	0,60
110..130	32	18	11,0	7,4	0,40	0,60

Примітка: довжину шпонки вибирають з ряду:

6, 8, 10, 12, 14, 16, 17, 20, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, 110, 125, 140, 160, 180, 200..

Розділ 8 ПІДБІР ПІДШИПНИКІВ

Підшипники кочення добирають за таблицями стандартів залежно від розміру та напрямку діючих на підшипник навантажень; діаметра цапфи на яку насаджують підшипник; характеру навантаження; кутової швидкості обертального кільця підшипника; бажаного строку служби підшипника і його найменшої вартості.

7.2. Визначення навантажень

На підшипник діє осьове F_a і радіальне навантаження F_r на опору А і В, тобто:

$$\begin{aligned} F_{rA} &= \sqrt{X_A^2 + Y_A^2}, H \\ F_{rB} &= \sqrt{X_B^2 + Y_B^2}, H \end{aligned} \quad (8.1)$$

де, X_A, X_B – реакції опор у горизонтальній площині xOz від сили F_t , Н;

Y_A, Y_B – реакції опор у вертикальній площині yOz від сили F_r і F_a , Н;

З обчислених навантажень, вибирають для подальших розрахунків, найбільше радіальне навантаження.

8.2 Вибір типу підшипника

Так як редуктор з косозубою передачею, а в косозубої передачі присутня **осьова сили F_a** і навантаження з помірними поштовхами, то доцільно вибирати конічні роликопідшипники, що сприймають як радіальне так і осьове навантаження. Ці підшипники рекомендують вибирати при умові $(F_a / F_{rB}) \cdot 100\% > 20....25\%$, в даному випадку або F_{rB} або F_{rA} (на яку **опору, яке навантаження більше**), якщо ця умова не дотримується, якщо ця умова не дотримується, тоді вибирають радіальні шарикопідшипники [7].

8.3 Динамічна вантажопідйомність

Підшипники кочення, обертові кільця яких мають частоту обертання $n > 1$ хв⁻¹ добирають за динамічною вантажопідйомністю і відповідно конічні роликотішипники відповідають цій умові. Для цього обчислюють потрібне значення динамічної вантажопідйомності $C_{потр}$, і потім за **табл.8.1** добирають підшипник, табличне значення динамічної вантажопідйомності C якого (**табл.8.1**) не нижче від потрібного:

$$C_{потр} \leq C \quad (8.2)$$

8.4. Осьові складові реакцій конічних роликотішипників

Під дією радіальних навантажень F_r в радіально-упорних підшипниках (кулькових і роликотівих) виникають осьові складові S реакцій, які обчислюються за формулами:

- Для кулькових радіально-упорних підшипників

$$\begin{aligned} S_A &= e \cdot F_{rA}, H \\ S_B &= e \cdot F_{rB}, H \end{aligned} \quad (8.3)$$

- Для конічних роликотівих підшипників:

$$\begin{aligned} S_A &= 0,83 \cdot e \cdot F_{rA}, H \\ S_B &= 0,83 \cdot e \cdot F_{rB}, H \end{aligned} \quad (8.4)$$

де, e – коефіцієнт впливу осьового навантаження, залежить від серії підшипника та діаметра вала під підшипник d (**табл. 8.1**);
 F_{rA} , F_{rB} – радіальні навантаження на опору А і В, Н.

8.5. Сумарні осьові навантаження

Вибираються по **табл. 8.2** в залежності від умови навантаження. Якщо $S_A < S_B$; $F_A \geq S_B - S_A$, то по **табл. 8.2**.

$$F_{aA} = S_A; F_{aB} = S_A + F_a \quad (8.5)$$

При інших умовах див. **табл 8.2**

8.6. Потрібне значення динамічної вантажопідйомності

Потрібне значення динамічної вантажопідйомності обчислюється за формулою:

$$C_{потр} = (X \cdot V \cdot F_{rB} + Y \cdot F_{aB}) \cdot K_\sigma \cdot K_T \cdot (6 \cdot 10^{-5} \cdot n \cdot L_h)^{1/\rho} \quad (8.6)$$

де, F_{rB} – радіальне навантаження підшипника на опору В, так як вона сприймає більше навантаження ніж опора А, (якщо більше навантаження на опору А, тоді береться F_{rA}), Н;

F_{aB} – осьове навантаження підшипника на опору В, так як вона сприймає більше навантаження ніж опора А, (якщо більше навантаження на опору А, тоді береться F_{aA}), Н;

V – коефіцієнт обертання, **табл.8.3**, $V=1$;

X – коефіцієнт радіального навантаження, залежить від відношення:
 $F_{aB}/(VF_{rB}) > e$ і вибирається за **табл. 8.1**;

Y – коефіцієнт осьового навантаження, залежить від відношення:
 $F_{aB}/(VF_{rB}) > e$, і вибирається за **табл. 8.1**

K_6 – коефіцієнт безпеки, що залежить від типу механізму, в якому підшипник установлений, і характеру навантаження на нього, **табл.8.4**;

K_T – температурний коефіцієнт, що залежить від температури підшипника, **табл.8.5**;

L_h – бажана або потрібна довговічність підшипника, год. Для підшипників редукторів рекомендують $L_h=(12\dots25)10^3$ год;

n – частота обертання (швидкохідного або тихохідного валів), хв^{-1} ;

ρ – величина, яка залежить від форми кривої контактної втомленості:

для роликів підшипників $\rho = 10/3$, згідно **рекомендацій [7]**

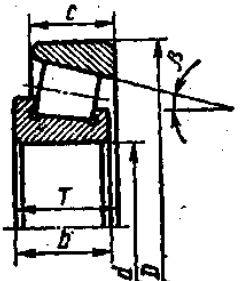
Якщо дотримується **умова 8.2**, то остаточно приймаєм підшипник записуючи його умовне позначення, серію, його розміри **d, D, T_{max}**, динамічну вантажопідйомність **C** і граничну частоту обертання **n_{гран}**.

Увага! Якщо **C** є набагато більшим від **C_{потр}** то це є істотним недоліком вибору підшипника, тоді коли є повний довідник на підшипники кочення, конструктор, враховуючи довговічність і економічність, призначить підшипник легшої серії – особливо легкої або надлегкої.

Увага! За вище наведеними формулами добирають підшипники для швидкохідного і тихохідного валів.

Таблиця 8.1

Роликпідшипники конічні однорядні (ГОСТ 8338-75)

					Для названих підшипників гранична частота обертання кільця при рідинному мащенні $n_{\text{гран}}=(10...4)10^3 \text{ хв}^{-1}$ – для легкої серії; $n_{\text{гран}}=(10...3,15)10^3 \text{ хв}^{-1}$ – для середньої серії; $n_{\text{гран}}=(8...4)10^3 \text{ хв}^{-1}$ – для середньої широкої серії; $n_{\text{гран}}$ убуває із збільшенням радіальних розмірів підшипників; при мащенні пластичними мастильними матеріалами $n_{\text{гран}}$ зменшується на 20%						
Умовне позначення	Розміри, мм				Динамічна вантажопідйомність, С, кН	b	c	Y	e	Статична вантажопідйомність С ₀ , кН	
	d	D	T _{min}	T _{max}							

Легка серія										
7205	25	52	16,5	16,0	23,4	15	13	1,666	0,360	17,6
7206	30	62	17,5	17,0	29,2	16	14	1,645	0,365	21,9
7207	35	72	19,5	18,0	34,5	17	15	1,624	0,369	25,8
7208	40	80	20,0	19,5	41,6	20	16	1,565	0,383	32,1
7209	45	85	20,5	20,0	41,9	19	16	1,450	0,414	32,8
7210	50	90	22,0	21,5	51,9	21	17	1,604	0,374	39,8
7211	55	100	23,0	22,5	56,8	21	18	1,459	0,411	45,2
7212	60	110	24,0	23,5	70,8	23	19	1,710	0,351	32,4
7214	65	125	20,5	26,0	94,0	26	21	1,124	0,309	80,5
Середня серія										
7304	20	52	16,5	16,0	24,5	16	13	2,026	0,296	17,4
7305	25	62	18,5	18,0	29,0	17	15	1,666	0,360	20,5
7306	30	72	21,0	20,5	39,2	19	17	1,780	0,337	29,3
7307	35	80	23,0	22,5	47,2	21	18	1,881	0,319	34,6
7308	40	90	25,5	25,0	59,8	23	20	2,158	0,278	45,1
7309	45	100	27,5	27,0	74,6	26	22	2,090	0,287	58,2
7310	50	110	29,5	29,0	94,7	29	23	1,937	0,310	74,4
7311	55	120	32,0	31,0	100,0	29	25	1,804	0,332	79,9
7312	60	130	34,0	33,0	116,0	31	27	1,966	0,305	94,4
7313	65	140	36,5	35,5	131,0	33	28	1,966	0,305	109,0
7314	70	150	38,5	37,5	165,0	37	30	1,937	0,310	134,0
7315	75	160	40,5	39,5	174,0	37	31	1,829	0,328	145,0
Середня широка серія										
7605	25	62	25,5	25,0	44,6	24	21,0	2,194	0,273	35,9
7606	30	72	29,0	28,5	60,1	29	23,0	1,882	0,319	50,0
7607	35	80	33,0	32,5	70,2	31	27,0	2,026	0,296	60,3
7608	40	90	35,5	35,0	78,5	33	28,5	2,026	0,296	65,9
7609	45	100	38,5	38,0	102,0	36	31,0	2,058	0,291	88,8
7610	50	110	42,0	40,5	120,0	40	34,0	2,026	0,296	106,0
7611	55	120	46,0	45,0	145,0	44	36,5	1,850	0,320	137,0
7612	60	130	49,0	48,0	168,0	47	39,0	1,970	0,300	154,0
7613	65	140	51,5	50,0	175,0	48	41,0	1,829	0,328	165,0
7614	70	150	54,5	53,0	200,0	51	43,0	1,711	0,351	182,0
$X_0=0,5$; Y_0 – див. табл. $X=0,4$; Y – див табл. при $F_a/(VF_r)>e$; $X=1$; $Y=0$ при $F_a/(VF_r)<e\%$; $\beta=12\dots 16^0$										

Таблиця 8.2

Значення коефіцієнта обертання

Положення внутрішнього кільця відносно	V
--	---

навантаження	
Кільце обертається	1
Кільце нерухоме	1,2

Таблиця 8.3

Значення коефіцієнта безпеки навантаження K_6

Характер навантаження на підшипники	K_6	Приклади застосування
Спокійне навантаження, поштовхів немає	1,0	Стрічкові транспортери, конвейери
Легкі поштовхи; короткочасні перенавантаження до 125% нормального навантаження	1,0...1,2	Вентилятори, елеватори, конвейери і важкі транспортери, машини для обробки льону, бавовни, вовни
Помірні поштовхи; вібраційні навантаження; короткочасне перенавантаження до 150% нормального навантаження	1,3...1,8	Букси залізничних вагонів, зубчасті передачі 7-го та 8-го ступеня точності, редуктори всіх конструкцій, гвинтові конвейери, центрифуги, потужні електричні машини,
Навантаження із значними поштовхами і вібрацією; короткочасні перенавантаження до 200% нормального навантаження	1,8...2,5	Зубчасті передачі 9-го ступеня точності, дробарки, валки, прокатні стани, кривошипно-шатунний механізм
Навантаження з сильними ударами і короткочасними перевантаженнями до 300% нормального навантаження	2,3...3,0	Важкі ковальські машини, лісопилінні рами, блюмінги і слябінги, рольганги у ножиць, діркопробивні преси

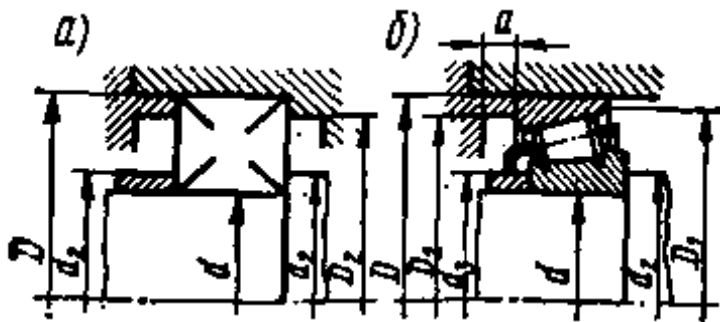
Таблиця 8.4

Значення температурного коефіцієнта K_T

Робоча температура підшипника, °С	До 100	125	150	175	200	225	250	300	350
K_T	1,00	1,05	1,10	1,15	1,25	1,35	1,4	1,6	2,00

Таблиця 8.5

Заплечики для встановлення підшипників кочення

											
Для радіальних і радіально-упорних підшипників (рис. а)											
d	D	d ₂ min	D ₂ max	d	D	d ₂ min	D ₂ max	d	D	d ₂ min	D ₂ max
Легка серія				Середня серія				Важка серія			
20	47	25	42	20	52	27	45	20	72	27	—
25	52	30	47	25	62	32	55	25	80	34	66
30	62	35	57	30	72	37	65	30	90	39	77
35	72	42	65	35	80	43	71	35	110	44	86
40	80	47	73	40	90	48	81	40	110	50	95
45	85	52	78	45	100	53	91	45	120	55	104
50	90	57	83	50	110	60	99	50	130	63	114
55	100	63	91	55	120	65	111	55	140	68	122
60	110	69	101	60	130	71	118	60	150	73	131
65	120	73	111	65	140	76	128	65	160	78	141

Для однорядних конічних роликівдшипників (рис. б)							
d	D	d ₂ min	d ₂ max	d ₃ max	D ₂ min	D ₂ max	a (min)
Легка серія (7200)							
20	47	26	30	26	39	41	3
25	52	31	35	31	44	46	3
30	62	36	41	37	53	55	3
25	72	42	48	43	61	65	4
40	80	47	55	48	68	72	4
45	85	52	61	53	73	78	4
50	90	57	65	57	79	82	4
55	100	64	72	63	87	90	5
60	110	69	79	69	96	100	5
65	120	74	86	75	105	110	6
70	125	79	90	80	110	115	6

продовження табл. 8.5

Для однорядних конічних роликівдшипників (рис. б)							
d	D	d ₂ min	d ₂ max	d ₃ max	D ₂ min	D ₂ max	a (min)
Середня серія (7300)							
20	52	27	33	27	43	45	3
25	62	32	41	33	53	55	3
30	72	37	47	38	61	65	3
35	80	44	53	43	68	71	5
40	90	49	60	50	76	80	5
45	100	54	68	55	85	90	5
50	110	60	74	61	94	100	5
55	120	65	81	67	103	110	5
60	130	72	90	72	112	118	5
65	140	77	96	78	121	128	6
70	150	82	100	83	129	138	6

Розділ 9

ВИБІР ПОСАДОК ОСНОВНИХ ДЕТАЛЕЙ ПЕРЕДАЧІ

Внутрішні кільця підшипників насаджують на вали з натягом, значення якого відповідає полю допуску **k6**, а зовнішні кільця в корпус за перехідною посадкою, значення якої відповідає полю допуску **H7**.

Для маточини деталі, яку насаджують на вихідний кінець вала (шків, зірочка, півмуфта та інші), і для маточини зубчастого колеса приймаємо перехідну посадку і посадку з натягом, значення яких відповідає полю допуску **k6** і $\frac{H7}{p6}$

Граничні відхилення розмірів з'єднань з призматичними шпонками і орієнтовні посадки:

- висота шпонки **h** – **h11**
- глибина пазів вала **t₁** і втулки **t₂** – **H12**
- довжина шпонки **ℓ** – **h14**
- довжина паза під шпонку на валі **ℓ** – **H15**
- ширина шпонки і пазів **b** в залежності від виду з'єднання (якщо з'єднання вільне, то шпонка – **h9**, паз вала **H9**, паз втулки – **D10**; якщо з'єднання нормальне, то шпонка – **h9**, паз вала – **N9**, паз втулки **Js9**; якщо з'єднання з натягом, то шпонка – **h9**, паз вала і паз втулки – **P9**).

Розділ 10

ВИБІР МАСТИЛА І СПОСОБУ МАЩЕННЯ

Мащення зубчастих коліс зменшує втрати потужності на тертя в зачепленні і в підшипниках, запобігає підвищеному зношенню і нагріву деталей і зберігає деталі від корозії. Зниження втрат на тертя забезпечує підвищення к.к.д. редуктора.

За способом підведення мастила до зачеплення розрізняють картерне і циркуляційне мащення. Картерне мащення здійснюється зануренням зубчастих коліс в мастило, яке залите всередині корпусу. Це мащення здійснюється при коловій швидкості в зачепленні зубчастих передач до $V < 12$ м/с. При великій швидкості мастило скидається відцентровою силою.

Зубчасті колеса занурюються в мастило на висоту витка, але не нижче ніж центр нижнього тіла кочення підшипника.

8.7. *Об'єм масляної ванни картера*

Обчислюється за формулою:

$$V_K \approx 0,6 \cdot P_2 \quad (10.1)$$

Підшипники кочення звичайно змащують рідким маслом, яке надходить до них із загальної масляної ванни (картера) редуктора, розбрискуванням масла обертовим зубчастим колесом. всередині корпусу створюється масляний туман, і краплини масла неперервно потрапляють у підшипники, забезпечуючи мащення їх. При мащенні підшипників кочення пластичними мастильними матеріалами їх набивають при складанні в підшипникову камеру, а через 6...10 місяців промивають підшипник і камеру і закладають свіжу порцію

мастильного матеріалу. Іноді встановлюють пресмаслянки, які дають змогу поповнювати мастильний матеріал в періоди між розбризкуванням або промиванням складальної одиниці.

Як при рідинному, так і при напіврідинному мащенні підшипниковий вузол повинен бути надійно ізольованим від навколишнього середовища, щоб мастильний матеріал не витікав і в підшипник не потрапляли бруд і пил. Рідинне мащення ефективніше. Воно істотно зменшує втрати на тертя і спрацювання, сприяє відведенню теплоти від підшипника.

Призначення сорту мастила залежить від контактного тиску в зубах і від колової швидкості колес. Із збільшенням контактного тиску мастило повинно мати більшу в'язкість, із збільшенням колової швидкості в'язкість повинна бути меншою.

За **табл. 10.1** в залежності від колової швидкості приймаєм марку масла, яке заливається в картер редуктора з таким розрахунком, щоб зубчасте колесо занурювалось у масло не менше ніж на висоту зуба.

Рівень масла в корпусі редуктора контролюють за допомогою спеціальних маслопоказчиків: жезлових, фонарних, трубчастих.

Таблиця 10.1

Рекомендовані марки масла залежно від колової швидкості

Передача	Колова швидкість V			
	До 1	1....2	2.....5	5.....12
Зубчаста	Циліндрове 52,38 (ГОСТ 6411-76)	И-100А	И-100А, И-70А	И-70А И-50А

11. Охорона праці

11.1 Техніка безпеки і загальні вимоги з безпечної експлуатації редукторів

Редуктор повинен надійно закріплюватися на фундаменті, небезпеку становлять частини якого-небудь обладнання, що обертаються (передачі, вали).

Відкриті елементи привода повинні відгороджуватися, огороження повинне бути довговічним, міцним і стійким, зберігаючи механізм від різноманітних пошкоджень.

Корозійно і вогнестійким, не утруднювати робочі операції, огороження не повинно мати ріжучих кришок.

Відпрацьовані масла з розчину не повинні зливатися в землю, а в спеціальні резервуари для масла.

Усі які працюють деталі повинні бути закриті захисними кожухами. Корпуси редуктора не повинні мати гострих кутів, крайок і бути обладнані монтажними пристроями, на огороження потрібно поставити блокувальні і запобіжні засоби.

Вимоги до екології

відпрацьовану олію зливати в призначені для цього ємкості;

які з експлуатації детілі складувати у спец. приміщеннях.

редуктор повинен надійно закріплюватись на фундаментні болти, безпеку становлять ті частини, що обертаються.

Відкриті елементи привода повинні відгороджуватись огорожею.

Огорожа повинна бути довговічним, міцним і стійким, зберігаючи механізм від різноманітних пошкоджень

З метою забезпечення безпеки установки і зручності технічного обслуговування устаткування передбачені наступні заходи.

-У конструкції корпусу редуктора є вушка і припливи, що забезпечують надійне кріплення чалочні троса, аналогічну функцію виконує рем-болт на корпусі електродвигуна. Електродвигун та інші струмопровідні частини приводу заземлені.

Обертові частини приводу в місцях з'єднання вихідних ділянок валів, а також відкрита зубчаста передача мають огорожі.

-Для заливання масла в корпус редуктора і візуального контролю робочі поверхонь зубчастої передачі передбачений люк з ручкою-віддушиною. Контроль рівня і заміни відпрацьованого масла в планові строки (через 400 ... 600 годин експлуатації) здійснюються за допомогою щупа і зливної пробки відповідно;

-З метою герметизації корпусу редуктора його поверхні роз'єму покриваються при складанні рідким склом, місця з'єднання люка і зливної пробки з корпусом редуктора мають гумові ущільнення.

-Для полегшення демонтажу кришки корпусу редуктора передбачений віджимною гвинт. Демонтаж манжетних ущільнень здійснюється за допомогою отворів в кришках підшипників

-Після монтажу та заливання масла редуктор піддається обкатці протягом 4 годин без навантаження.

-Внутрішні поверхні корпусу редуктора, а також муфт МВП-32 пофарбовані в червоний колір, інші елементи приводу - в сірий.

-Відповідно до вимог технічної естетики корпус редуктора має плавні округлені форми, без задирок і гострих крайок.

11.2 Техніка безпеки при експлуатації, обслуговуванні та ремонті редукторів

Багаторічний досвід експлуатації свідчить про те, що правильно спроектований і якісно виготовлений редуктор здатний безвідмовно працювати протягом багатьох років. Однак мають місце випадки виходу редуктора з ладу, викликані звичайним пошкодженням зубів. Найбільш розповсюдженими видами пошкоджень зубів є втомне контактне руйнування робочих поверхонь і

втомна поломка. Значно рідше спостерігається заїдання чи знос. Поломки виникають у результаті пікових перевантажень, наприклад, унаслідок раптової зупинки енергоагрегату при короткому замиканні чи попаданні в зачеплення сторонніх предметів.

Порушення роботи можливо передбачити по шуму або стуку під час роботи редуктора. Значний шум та стук при роботі редуктора виникає через знос зубчатих коліс та підшипників або їх пошкодження, які виникають після неякісної збірки або попадання в редуктор сторонніх предметів (болтів, гайок і т.п.). Для усунення стуку необхідно розібрати редуктор, промити всі його деталі і ретельно їх передивитись. Якщо знайдені дефекти, їх необхідно негайно усунути. Замінити масло, перевірити зазори та люфт, який не повинен перевищувати 0,2 мм.

Знос зубів шестерні не повинен перевищувати 10-15 % товщини зуба і знос зубів мало відповідальних шестерень 25 %. При ремонті невеликі шестерні з ушкодженими зубами замінюють новими. Правильність збірки зубчатих передач перевіряють виміром осьових і радіальних зазорів, а також ступені дотику зубів один до одного. Величини осьового зазору не повинні перевищувати 0,05-0,1мм. Перевіряють осьовий і радіальний зазори, заміряючи штангенциркулем товщину відбитків, отриманих при прокручуванні зубчатих коліс на свинцевій пластинці, розташованій між їхніми зубами.

Ступінь торкання зубів також перевіряється по фарбі. Для цього на зуби одного з зубчатих коліс наносять тонкий шар фарби (сажі, синьки).

Далі зубчасту передачу прокручують вручну. Про ступінь дотику судять по плямах на зубах другого колеса. При нормальному зачепленні розміри плям повинні бути в межах 45-50 % висоти і 50-50 % довжини зуба. Відбиток не повинен доходити до краю зуба на 2-3 мм. Зазори і ступінь дотику регулюють, зміщаючи підшипники одного з валів.

При поломці чи частковому викришуванні поверхні зуба, зуб зачищають, запилюють, свердлять на ньому отвір і нарізають різьбу. У нарізаний отвір вкручують шпильки, а потім обварюють електрозварюванням. Далі випилюють зуб по шаблону, після чого зуб піддають гарту і якщо необхідно відпустці за допомогою газового пальника. Цей спосіб застосовуємо для шестерень, що мають великий модуль у тихохідних мало навантажених передачах. У деяких випадках зуб наплавляють з наступною механічною обробкою. При поломці декількох зубів замінюють секцію з одним чи декількома зубами.

Обода, що лопнули, відновлюють зварюванням. Для цього готують поверхню під зварювання проточкою, після чого обід стягують хомутами для збереження розмірів. Після зварювання шестерню піддають термообробці, знімаючи термічну напругу. Маточини також ремонтують зварюванням при необхідності, встановлюючи бандажі, насаджувані в гарячому стані на оброблену поверхню. У черв'ячних 0передачах найбільшому зносу піддаються зуби черв'ячного колеса, тому що в більшості коліс легко знімні, бронзові вінці. Зношений черв'як замінюється новим.

При поломці одного чи декількох зубів великої шестерні їх можна замінити знов виготовленими. Для цього залишки зуба сточуються, а очищене місце

обпалюється газовим пальником. На обпаленому місці випилюється паз типу «ластівчин хвіст», у який запресовуються чи встановлюються на клею заздалегідь заготовлені зуби. Встановлені і закріплені за допомогою різьблення зуби обробляють по шаблону, проварюють і проводять гарт.

Герметичність у торцевих ущільненнях досягається між тертьовими поверхнями кілець: рухомим – що обертається разом з валом і нерухомим, укріпленим на корпусі. Нормальна робота ущільнення залежить від стану тертьових поверхонь і цілісності втулок, що ущільнюються. У більшості випадків втулки, що не обертаються, виготовляють з графіту чи бронзи, а, що обертаються, з високолегованої (високоякісної легованої) сталі. Марка матеріалу пар тертя залежить від фізико-хімічних властивостей середовища, що контактує з нею, і вона повинна суворо відповідати проектним (паспортним) даним.

При ремонті усі втулки піддаються ретельному огляду і при необхідності обробляються на токарських верстатах. Оброблювані втулки насаджують у точно виготовлені оправлення з метою забезпечення перпендикулярності поверхні торця і осі вала. Після механічної обробки проводять ручне доведення з використанням дрібно дисперсного порошку в суміші з маслом чи пастою ГОІ.

У редукторах змазування зубчатих коліс відбувається за рахунок захоплення масла зубчастими колісцями і розпилення усередині редуктора у вигляді туману. Заливання масла в редуктора роблять таким чином, щоб зуб великого колеса був цілком занурений в масло (у черв'ячних передачах масло повинне покривати черв'як на висоту витка). Перевищення норми приводить до неvirобничих утрат потужності, перегріву та спінювання масла.

Підтікання масла з редуктора можливе в разі відсутності прокладок або їх пошкодження, вихід з ладу повстаних ущільнювачів підшипників або утворення тріщини в корпусі редуктора. Такі ушкодження усувають за допомогою заміни ущільнення та заварювання тріщини або укрупчування штифтів по лінії тріщини з послідовним розпліскуванням.

Редуктори розміщуються на стійці приводу, що закріплюється на кришці апарату. Під час монтажу вал редуктора ретельно відцентровують з валом перемішуючого пристрою. Перевантаження редуктора не допустиме.

Обслуговування правильно змонтованого редуктора зводиться до систематичного контролю за рівнем масла, періодичності його зміни згідно з “Картою змазування” та проведення планово-попереджувальних огледів стану зубчатих коліс і вузла ущільнення вихідного валу. Заливку масла необхідно проводити в декілька заходів з переривом в 3-5 хвилин, заливати масло необхідно до рівня, вказаного для кожного редуктора.

Шляхом опитування обслуговуючого персоналу можна виявити несправності обладнання, що виявляється тільки під час роботи машини чи механізму на різних режимах. Вібрація обладнання можлива в разі зміни центру ваги деталей, що обертаються або порушення укріплення обладнання на фундаменті. Вона може привести до появи тріщин в опорах та корпусі або порушення роботи підшипників. По ступеню нагрівання «на

дотик» можна перевірити якість роботи підшипників – нормальна робота більшості з'єднань, що працюють при терті ковзання, рідко перевищує температуру 30-50⁰С. Якщо температура перевищує більше 70⁰С (цю температуру не витримує рука, температуру вимірюють тільки зовнішньою стороною руки) це свідчить про наявність несправності в підшипниковому вузлі.

Характер ремонту і порядок введення аварійного редуктора в експлуатацію залежить від його стану, обставин ушкодження і умов роботи передачі. Ремонт обладнання передусе своєчасне складання дефектної відомості. Відремонтовані редуктори часто нормально працюють багато років, однак якщо причина поломки зубів не була усунута, то ушкодження можуть повторитися

11.3 Техніка безпеки при складанні редуктора

Складання редуктора

Перед збиранням внутрішню порожнечу корпусу редуктора старанно очищають і покривають маслостійкою фарбою.

Збирання проводять відповідно до креслень збирання редуктора, починаючи з вузлів валів:

- на ведучий вал насаджують мазеутримуючі кільця і шарики підшипники, попередньо нагріти в маслі до 80 0 – 100 0 С;
- у відомий вал закладають шпонку __х__х__ і напресовують зубчасте колесо до упора в бурти вала;
- потім надівають розпірну втулку, мазеутримуючі кільця і установлюють шарики підшипники, попередньо нагріті в маслі.

Зібрані вали укладають в основу корпусу редуктора і надівають кришку корпусу, попередньо покриваючи поверхню стінки кришки і корпусу спиртовим лаком.

Для центрівки установлюють кришку на корпус за допомогою двох конічних штифтів, затягають болти, якими кріпиться кришка до корпусу. Після цього на відомий вал надівають розпірне кільце, в підшипникові камери закладають пластичне мастило, ставлять кришку підшипників з комплектом металевих прокладок для регулювання.

Перед постановкою наскрізних кришок в проточки закладають повстяні ущільнення, просяккі гарячим маслом. Перевіряють прокручуванням валів відсутність заклинювання підшипників (вали повинні прокручуватися від руки) і закріплюють кришки гвинтами.

Далі на кінець відомого вала в шпоночну канавку закладають шпонку, уставляють зірочку і закріплюють її торцевим закріпленням: гвинт торцевого закріплення стопорять спеціальною планкою.

Потім укручують пробку масло спускного отвору з прокладкою і жезловий масло показчик.

Заливають в корпус масло і закривають оглядовий отвір кришкою з прокладкою з технічного картону; закріплюють кришку болтами.

Зібраний редуктор обкочують і піддають випробуванню на стенді за програмою, установленною технічними умовами.

Список використаних джерел

1. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. – М.: Машиностроение, 2006. – Т.2. 560 с.
2. Вечерік –Дриженко В.Л. Методичні рекомендації до виконання курсового проекту з деталей машин (одноступінчастий прямозубий редуктор) – С.: 2005. –
3. Допуски і посадки / Под ред. В. Д. Мягков. Ч.1,2. – М.: Машиностроение, 1982. – 1032 с.
4. Дунаев П. Ф. Конструирование узлов и деталей машин. – М.: Высш.школа, 2009. – 352 с.
5. Иванов М.Н. Детали машин Учеб. для студентов вузов. - М.: Высш. шк., 2008. – 383 с.
6. Ицкович Г. М. Проектирование механических передач. – М.: Машиностроение, 1976. – 607 с.
7. Ерохин М.Н., Детали машин и основы конструирования.–М.:Колосс, 2005 .– 465 стр.
8. Малащенко В.О., Янків В.В., Деталі машин. Курсове проектування: Навчальний посібник. – 3-те видання, стереотипне. – Львів: «Новий світ», 2007. – 25с.
9. Мархель І.І. Деталі машин: Навчальний посібник. –К.: Алерта. 2005. -368с.
- 10.В.А. Самойлов, В.С Талачев,. Детали машин. Основы конструирования. Курсовой проект. 2006 год. 96 с.
- 11.Стандарт підприємства СТП-1-2010 Стрий. СДАК, 2010
- 12.Устюгов І.І. Деталі машин. – К.: Вища школа, 1984. – 398 с.

- 13.Чернавский С.А., Курсовое проектирование деталей машин.—М.:Альянс, 2005
- 14.Шейнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин.— М.: Высш.школа, 2002 – 430 с.

Рецензія

На методичну розробку «Методичні рекомендації до виконання курсового проекту з деталей машин (редуктора циліндричного косозубого) розробленою Вечерік-Дриженко В.Л., викладачем Стрийського коледжу Львівського національного аграрного університету

Методична розробка «Методичні рекомендації до виконання курсового проекту з деталей машин (редуктора циліндричного косозубого) складається з пояснювальної записки в якій наведені самі методичні рекомендації, так і таблиці необхідні для розрахунку, а також в додатку ескізи креслення і приклад розрахунку одноступінчастого редуктора циліндричного косозубого.

Матеріал методичної розробки наведений в доступній формі, методично правильно по пунктах викладено розрахунок курсового проекту одноступінчастого редуктора циліндричного косозубого і одночасно подано таблиці, що полегшує роботу студентів. Крім цього в методичці в додатку розміщені ескізи креслення, і закінчується методичка прикладом виконання розрахунку редуктора з використанням вище наведеної методики.

В умовах цейтноту часу дана методична розробка допоможе студентам самостійно методично правильно розробити курсовий проект редуктора.

Божагора Г.В.