Міністерство освіти і науки України

Донбаська державна машинобудівна академія

С. Г. Карнаух
Н. В. Чоста

РОЗРАХУНКИ МЕХАНІЧНИХ ПЕРЕДАЧ

Навчальний посібник

до курсового й дипломного проектування

(для студентів механічних спеціальностей)

Рекомендовано
Міністерством освіти і науки України

Краматорськ 2008

УДК 621.83/85
ББК 34.445
К 24

Рецензенти:

Нечепаєв В. Б., д-р техн. наук, проф., зав. кафедри «Основи проектування машин» ДонНТУ (м. Донецьк);

Доценко В. М., д-р техн. наук, проф. кафедри «Теоретична механіка і машинознавство» Національного аерокосмічного університету ім. М. Є. Жуковського «Харківський авіаційний інститут»;

Сивак І. О., д-р техн. наук, проф., зав. кафедри «Технології й автоматизація машинобудування» Вінницького національного технічного університету;

Носко П. Л., д-р техн. наук, проф., зав. кафедри «Машинознавство» Східноукраїнського національного університету ім. Володимира Даля.

Рекомендовано
Міністерством освіти і науки України
(Лист № 1.4/18-Г-1391 від 11.06.08)

Перезатверджено рішенням вченої ради ФІТО від 25.02.2019
протокол № 7

Карнаух, С. Г.
К 24 Розрахунки механічних передач : навчальний посібник до курсового й дипломного проектування / С. Г. Карнаух, Н. В. Чоста. – Краматорськ : ДДМА, 2008. – 204 с.
ISBN

Даний навчальний посібник призначений для самостійної роботи студентів механічних спеціальностей при виконанні розрахунково-графічних робіт і курсового проектування. Містить методику кінематичного розрахунку приводу, методики розрахунків механічних передач (зубчастих, черв'ячних, пасових й ланцюгових); необхідні довідкові дані; приклади виконання розрахунків.

УДК 621.83/85
ББК 34.445

ISBN

© С. Г. Карнаух,
Н. В. Чоста, 2008
© ДДМА, 2008

ЗМІСТ

Вступ 5
1 Вибір електродвигуна.....6
Кінематичний розрахунок приводу 6
1.1 Загальні відомості 6
1.2 Порівняльна оцінка механічних передач приводів машин 7
1.3 Загальна характеристика двигунів 8
1.4 Вибір електродвигуна.....21
1.5 Кінематичний розрахунок приводу.....22
1.5.1 Визначення загального передаточного числа 22
1.5.2 Розподіл загального передаточного числа на ступені 23
1.5.3 Розрахунок кінематичної похибки 26
1.6 Розрахунки частот, потужностей й обертальних моментів окремих елементів приводу 26
1.6.1 Розрахунок частот обертання.....26
1.6.2 Розрахунок потужностей 28
1.6.3 Розрахунок обертальних моментів 28
1.7 Приклади розрахунків 29
1.8 Вибір полозків для електродвигуна 47
2 Зубчасті передачі в закритому виконанні 48
2.1 Теоретичні передумови до розрахунків 48
2.2 Рекомендований порядок розрахунку передач у закритому виконанні 58
2.2.1 Передачі циліндричними зубчастими колесами 58
2.2.1.1 Вихідні дані 58
2.2.1.2 Проектувальний розрахунок.....58
2.2.1.3 Перевірний розрахунок 71
2.2.2 Конічні зубчасті передачі.....77
2.2.2.1 Вихідні дані 77
2.2.2.2 Проектувальний розрахунок.....77
2.2.2.3 Перевірний розрахунок 80
2.3 Приклади розрахунків 83
2.3.1 Розрахунок шевронної передачі 1–2 83
2.3.2 Розрахунок косозубої циліндричної передачі 3–4.....90
2.3.3 Розрахунок конічної передачі 1-2.....100
2.3.4 Розрахунок циліндричних прямозубих передач 3–4 й 5–6.....107
2.3.4.1 Розрахунок пари 3–4.....107
2.3.4.2 Розрахунок пари 5-6 115
2.3.5 Розрахунок прямозубої циліндричної передачі 1–2 зубчасто-черв'ячного редуктора 118
3 Розрахунок черв’ячних циліндричних передач у редукторному виконанні 124
3.1 Вихідні передумови до розрахунку 124
3.2 Матеріали й допустимі напруження 125
3.3 Розрахунок на контактну витривалість.....129

3.3.1 Розрахунок проектувальний (попередній).....*129*
3.3.2 Розрахунок перевірний *130*
3.3.2.1 Перевірка контактної витривалості зубів колеса 130
3.3.2.2 Перевірка витривалості зубів колеса при згинанні..... 131
3.3.2.3 Перевірка статичної міцності зубів колеса при згинанні..... 132
3.3.2.4 Перевірка передачі на теплостійкість 133
3.4 Рекомендований порядок розрахунку передачі.....*135*
3.4.1 Розрахунок передачі проектувальний *135*
3.4.2 Розрахунок передачі перевірний.....*142*
3.5 Приклад розрахунку.....*143*
4 Ланцюгові передачі 149
4.1 Загальні відомості.....*149*
4.2 Конструкція приводних роликових ланцюгів.....*149*
4.3 Геометричні параметри ланцюгової передачі *152*
4.3.1 Кількості зубів зірочок.....*152*
4.3.2 Крок ланцюга.....*152*
4.3.3 Міжосьова відстань передачі.....*154*
4.3.4 Кількість ланок ланцюга.....*155*
4.3.5 Уточнення міжосьової відстані передачі.....*155*
4.4 Розрахунок передачі приводним роликовим ланцюгом *155*
4.4.1 Основні критерії працездатності.....*155*
4.4.2 Розрахунок стійкості шарнірів ланцюга проти спрацювання *155*
4.4.3 Розрахунок втомної міцності деталей ланцюга *157*
4.4.4 Перевірка статичної міцності ланцюга.....*158*
4.5 Послідовність розрахунку передачі приводним роликовим ланцюгом.....*158*
4.5.1 Попередній розрахунок передачі.....*158*
4.5.2 Перевірні розрахунки передачі *160*
4.6 Приклад розрахунку.....*162*
5 Пасові передачі 169
5.1 Плоскопасова передача.....*170*
5.1.1 Короткі відомості про передачу і її елементи *170*
5.1.2 Рекомендований порядок розрахунку передачі.....*172*
5.2 Передача клиновими й поліклиновими пасами.....*181*
5.2.1 Короткі відомості про передачу і її елементи *181*
5.2.2 Рекомендований порядок розрахунку передачі клиновими пасами.....*182*
5.2.3 Рекомендований порядок розрахунку передач поліклиновими пасами *188*
5.3 Приклади розрахунків.....*194*
Список рекомендованої літератури 203

ВСТУП

У даному навчальному посібнику наведено методики, довідкові дані й приклади розрахунків типових схем передавальних механізмів, які використовуються при курсовому проектуванні з дисципліни «Основи конструювання й деталі машин» студентами вищих навчальних закладів 3–4 рівнів акредитації. Наведено методику кінематичного розрахунку приводу й необхідний довідковий матеріал, що дозволяє обґрунтовано робити вибір електродвигуна й полозків для його кріплення, а також виконувати практичні розрахунки. Викладено методики розрахунків зубчастих, черв'ячних, пасових і ланцюгових передач. При курсовому проектуванні студенти зустрічаються з розрахунками закритих передач невеликої потужності без особливих обмежень габаритів і вибору чисел зубів, тому розрахунки цих передач викладаються з незначними спрощеннями, у порівнянні зі стандартом. Довідкові дані включають відомості, необхідні для розрахунків. Графіки для вибору чисельних значень деяких коефіцієнтів замінені таблицями.

Матеріал викладений системно з використанням структурно-логічних зв'язків між вищевказаними розрахунками.

1 ВИБІР ЕЛЕКТРОДВИГУНА. КІНЕМАТИЧНИЙ РОЗРАХУНОК ПРИВОДУ

1.1 Загальні відомості

Для забезпечення руху виконавчих механізмів більшості машин використовуються приводи, що складаються з двигунів, систем механічних передач і муфт, які з'єднують окремі вали. Таким чином, під приводом варто розуміти пристрій для приведення в дію робочого органа машини. Найбільше розповсюдження, завдяки простоті конструкції, достатній надійності, відносній дешевині й високому ККД, отримали механічні приводи.

Приводи більшої частини машин допускають використання стандартних двигунів, муфт і механічних передач. Механічні приводи загального призначення класифікують за кількістю й типом двигунів, а також за типом передач, що використовуються.

За кількістю двигунів приводи діляться на групові, одно- і багатодвигунові.

Груповий привід служить для передавання руху кільком окремим робочим органам машини. Привід цього типу використовується в деяких металообробних верстатах, у різних будівельних і вантажно-розвантажувальних машинах. Груповий привід має більші габаритні розміри, складну конструкцію й низький ККД.

Однодвигуновий привід розповсюджений найбільш широко, особливо в машинах із одним робочим органом, який приводиться до руху від одного двигуна (у більшості випадків електродвигуна).

Багатодвигуновий привід використовується в складних машинах, що мають декілька робочих органів або один робочий орган, що споживає велику кількість енергії (наприклад, конвеєр великої довжини). Такі приводи використовуються в підйомно-транспортних машинах, складних металообробних верстатах і т. п.

За типом двигунів розрізняються приводи з електродвигунами, із двигунами внутрішнього згоряння, з паровими й газовими двигунами, гідро- та пневмодвигунами.

До складу механічних приводів можуть входити такі типи передач: зубчасті (циліндричні й конічні), черв'ячні, із проміжною гнучкою ланкою (пасові, ланцюгові), передачі «гвинт-гайка». Передачі в приводі можуть бути як однотипними, так і комбінованими.

1.2 Порівняльна оцінка механічних передач приводів машин

Одним із найважливіших інженерних завдань при проектуванні машин є вибір приводу. У деяких приводах можна взагалі обійтися без механічних передач (вал електродвигуна безпосередньо за допомогою муфти з'єднується з валом виконавчого механізму). В інших приводах використовуються дві і більше механічні передачі одного або різних типів. Кінематичним параметром, що визначає потребу використання механічної передачі в приводі, є його передаточне число. Загальне передаточне число приводу визначається відношенням частоти (кутової швидкості) вала двигуна до частоти (кутової швидкості) приводного вала виконавчого механізму або робочого органа машини:

$$U_{заг} = n_{дв} / n_{пр}; \quad (U_{заг} = \omega_{дв} / \omega_{пр}).$$

Оскільки частота обертання вала більшості електродвигунів висока і постійна або змінюється в незначних межах, а частота обертання приводного вала виконавчого механізму звичайно досить низька, то передаточне число приводу $U_{заг} > 1$. Якщо $U_{заг} = 1$, а зміна напрямку обертання приводного вала виконавчого механізму можна здійснити за рахунок реверса двигуна, то приводний вал робочого органа можна з'єднувати з валом електродвигуна безпосередньо за допомогою муфти. У всіх інших випадках складовою частиною приводу є механічні передачі.

Можливість використання в приводі машини тієї або іншої механічної передачі визначається рядом факторів: особливостями окремих передач, загальним передаточним числом приводу, потужністю, що передається, й частотою обертання валів, відстанню між валами і їх взаємним розташуванням, наявністю необхідних умов технічного обслуговування, ресурсом приводу та ін. Для можливості загальної орієнтації при проектуванні приводів у табл. 1 наведені порівняльні характеристики основних типів механічних передач, які найчастіше використовуються в серійних приводах енергетичних, технологічних і транспортних машин. Показники відносних габаритних розмірів, маси й вартості передач наведені в порівнянні із зубчастою циліндричною передачею.

Найбільш раціональним є використання механічних передач у вигляді окремих механізмів – зубчастих і черв'ячних редукторів, коробок швидкостей, варіаторів. Редуктори мають високу навантажувальну здатність, малі габаритні розміри, можуть забезпечувати досить високі передаточні числа, прості в експлуатації.

Таблиця 1 – Порівняльні характеристики основних типів механічних передач

Тип передач	Максимальна потужність, кВт	Максимальна колова швидкість, м/с	Середній ККД	Передаточне число не більше	Відносний габаритний розмір	Відносна маса	Відносна вартість
Зубчаста циліндрична	3000	50	0,98	8	1,0	1,0	1,0
Зубчаста конічна	500	30	0,97	5	1,8	1,2	2,0
Черв'ячна	100	25	0,60...0,80	80	1,5	1,1	1,6
Ланцюгова	150	10	0,96	6	1,6	0,8	0,4
Клинопасова	100	25	0,93	7	5,0	0,5	0,3
Плоскопасова	100	25	0,95	5	10,0	0,4	0,2
Фрикційна	20	25	0,94	6	3,0	1,5	0,8

Коробки швидкостей застосовуються для ступінчастого регулювання частоти обертання приводного вала виконавчого механізму або зміни напрямку його обертання при постійному напрямку обертання вала електродвигуна. Варіатори забезпечують можливість плавного безступінчастого регулювання передаточного числа приводу і його реверса. Вони дозволяють вибирати найбільш вигідні режими роботи машини. Однак варіатори мають складну конструкцію й низьку навантажувальну здатність.

Використання в приводах окремих відкритих передач (ланцюгових, пасових) частіше обумовлено компонуванням машини, а також деякими їхніми особливостями й перевагами в порівнянні з іншими передачами.

1.3 Загальна характеристика двигунів

Для приводів можуть використовуватись двигуни таких типів: електродвигуни, двигуни внутрішнього згоряння, гідро- та пневмодвигуни. Тип двигуна вибирається з урахуванням факторів: призначення машини, для якої проектується привод, наявність того або іншого джерела енергії; потужність, що споживається; обмеження по масі, габарити й умови роботи; режим роботи приводу й відповідність його механічних характеристик умовам роботи.

Гідро- та пневмодвигуни використовуються переважно в багатодвигунових приводах машин. Енергоносієм таких двигунів служить стислива рідина або повітря. Для використання гідро- та пневмодвигунів у приводах окремих агрегатів машини необхідно мати відповідні централізовані системи подачі енергоносія.

Двигуни внутрішнього згоряння найбільше застосування знаходять у транспорті й приводах енергетичних машин – електрогенераторів і компресорів. Вони незамінні для приводів машин, що працюють у віддалених районах, де відсутні лінії електропередач. Головний недолік двигунів внутрішнього згоряння – забруднення навколишнього середовища продуктами відпрацьованих вихлопних газів.

Електродвигуни найбільш широко використовуються в приводах енергетичних, технологічних і транспортних машин. Вони стандартизовані й випускаються промисловістю різних типорозмірів у діапазоні потужностей від *10 Вт* до *400 кВт* і більше. Електродвигуни можуть застосовуватися в різних кліматичних умовах, на відкритому повітрі, у запилених приміщеннях, у вологих і хімічно активних середовищах.

Електродвигуни діляться на двигуни постійного і змінного струму. Двигуни постійного струму забезпечують плавне регулювання швидкостей у широких межах, мають відповідні механічні характеристики, дають можливість добитися достатньої точності руху. Ці двигуни використовуються в приводах електричних транспортних засобів, деяких підйомних кранів і технологічних машин. Двигуни змінного струму бувають однофазні асинхронні (мають невелику потужність і використовуються переважно в приводах побутових машин і пристроїв), трифазні синхронні (їхня частота обертання не залежить від навантаження, застосовують у приводах великої потужності) і трифазні асинхронні. Останні мають найбільше розповсюдження в різних галузях господарства. Їхні переваги в порівнянні з іншими типами двигунів: простота конструкції, менша вартість, більша висока експлуатаційна надійність. До основних типів сучасних електродвигунів відносяться трифазні асинхронні електродвигуни серій 4А, 4АС, 4АР, MTKF, MTF, MTH. Трифазні асинхронні двигуни єдиної серії 4А з короткозамкненим ротором випускаються потужністю 0,06…400 *кВт* і висотою осі обертання ротора 50…355 *мм.* Такі двигуни використовують у приводах машин, до яких не ставляться особливі вимоги відносно пускових характеристик. В асинхронних двигунах розрізняють: n_c – синхронну частоту обертання ротора (при відсутності навантаження) і $n_н$ – фактичну асинхронну частоту обертання ротора (або номінальну). Синхронна частота обертання, тобто частота обертання магнітного поля, залежить від частоти струму f й кількості пар полюсів p:

$$n_c = 60 \cdot f / p.$$

Синхронна кутова швидкість

$$\omega_c = 2 \cdot \pi \cdot f / p.$$

У навантаженого двигуна частота обертання ротора завжди менша від синхронної:

$$n_{ед} = n_{ас} = n_н = n_c(1 - s),$$

де s – ковзання:

$$s = (n_C - n_H) / n_C.$$

При $n_{ед} = 0 \quad s = 1$, при $n_{ед} = n_c \quad s = 0$.

Трифазні асинхронні електродвигуни виготовляють із кількістю пар полюсів p від 1 до 6. При частоті струму $f = 50\ Гц$ синхронна частота обертання залежить від p:

$$n_c = 3000 / p.$$

Ряд синхронних частот обертання: $n_c = 3000$; 1500; 1000; 750; 600; 500 $хв^{-1}$.

Тихохідні електродвигуни мають значні габарити й дорожчі, ніж швидкохідні. Тому застосовувати електродвигуни з частотою обертання 750 $хв^{-1}$ і менше треба тільки в технічно обґрунтованих випадках.

Маркування електродвигунів серії 4А означає: 4АН – електродвигуни з короткозамкненим ротором, захищені від попадання часток і крапель та мають захист від дотику до обертових частин, що перебувають під струмом; 4А – електродвигуни з короткозамкненим ротором, закриті, що обдуваються (табл. 2), їх використовують для приводу машин, до яких не ставляться особливі вимоги.

Електродвигуни 4АР з підвищеним пусковим моментом застосовують для приводу машин, що мають значне пускове навантаження (наприклад, у приводах конвеєрів, глином’ялок, компресорів, плунжерних насосів й інших машин із підвищеним тертям або значними інерційними навантаженнями). У табл. 3 - 5 наведено основні розміри й маси електродвигунів (рис. 1).

Таблиця 2 — Двигуни трифазні асинхронні короткозамкнені серії 4А, закриті, що обдуваються, з висотою осі обертання 50…250 мм

Потужність, *кВт*	Типорозмір двигуна	Ковзання, %	Номінальна частота, *хв*$^{-1}$	$T_{\max}/T_{ном}$	$T_п/T_{ном}$
1	2	3	4	5	6
Синхронна частота обертання n_c *= 3000 хв*$^{-1}$					
0,09	4АА50А2У3	8,6	2740	2,2	2
0,12	4АА50В2У3	9,7	2700	2,2	2
0,18	4АА56А2У3	8,0	2760	2,2	2
0,25	4АА56В2У3	8,0	2760	2,2	2
0,37	4А63А2У3	8,3	2750	2,2	2
0,55	4А63В2У3	8,5	2745	2,2	2
0,75	4А71А2У3	5,9	2840	2,2	2
1,10	4А71В2У3	6,3	2810	2,2	2
1,50	4А80А2У3	4,2	2850	2,2	2
2,20	4А80В2У3	4,3	2850	2,2	2
3,00	4А90L2У3	4,3	2840	2,2	2
4,00	4А100S2У3	3,3	2880	2,2	2
5,50	4А100L2У3	3,4	2880	2,2	2
7,50	4А112М2У3	2,5	2900	2,2	2
11,00	4А132М2У3	2,3	2900	2,2	1,6
15,00	4А160S2У3	2,1	2940	2,2	1,4
18,50	4А160М2У3	2,1	2940	2,2	1,4
22,00	4А180S2У3	2,0	2945	2,2	1,4
30,00	4А180М2У3	1,9	2945	2,2	1,4
37,00	4А200М2У3	1,9	2945	2,2	1,4
45,00	4А200L2У3	1,8	2945	2,2	1,4
55,00	4А225М2У3	1,8	2945	2,2	1,2
75,00	4А250S2У3	1,4	2960	2,2	1,2

Продовження таблиці 2

1	2	3	4	5	6
Синхронна частота обертання n_c = 1500 хв$^{-1}$					
0,06	4АА50А4У3	8,1	1380	2,2	2
0,09	4АА50В4У3	8,6	1370	2,2	2
0,12	4АА56А4У3	8,0	1380	2,2	2
0,18	4А56В4У3	8,7	1370	2,2	2
0,25	4А63А4У3	8,0	1380	2,2	2
0,37	4А63В4У3	9,0	1365	2,0	2
0,55	4А71А4У3	7,3	1390	2,0	2
0,75	4А71В4У3	7,5	1390	2,0	2
1,50	4А80В4У3	5,8	1415	2,2	2
2,20	4А90L4У3	4,3	1425	2,2	2
3,00	4А100S4У3	4,4	1435	2,2	2
4,00	4А100L4У3	4,7	1430	2,2	2
5,50	4А112М4У3	3,7	1445	2,2	2
7,50	4А132S4У3	3,0	1455	2,2	2
11,00	4А132М4У3	2,8	1460	2,2	2
15,00	4А160S4У3	2,3	1465	2,2	1,4
18,50	4А160М4У3	2,2	1465	2,2	1,4
22,00	4А180S4У3	2,0	1470	2,2	1,4
30,00	4А180М4У3	1,9	1470	2,2	1,4
37,00	4А200М4У3	1,7	1475	2,2	1,4
45,00	4А200L4У3	1,6	1475	2,2	1,2
55,00	4А225М4У3	1,4	1480	2,2	1,2
75,00	4А250S4У3	1,2	1480	2,2	1,2
90,00	4А250М4У3	1,3	1480	2,2	1,2

Продовження таблиці 2

1	2	3	4	5	6
Синхронна частота обертання n_c = 1000 хв$^{-1}$					
0,18	4АА63А6У3	11,5	885	2,2	2
0,25	4АА63У6У3	10,8	890	2,2	2
0,37	4А71А6У3	9,2	910	2,2	2
0,55	4А71У6У3	10	900	2,2	2
0,75	4А80А6У3	8,4	915	2,2	2
1,10	4А80У6У3	8,0	920	2,2	2
1,50	4А90L6У3	6,4	935	2,2	2
2,20	4А100L6У3	5,1	950	2,2	2
3,00	4А112МА6У3	4,7	955	2,2	2
4,00	4А112МВ6У3	5,1	950	2,2	2
5,50	4А132S6У3	3,3	965	2,2	2
7,50	4А132М6У3	3,2	970	2,2	2
11,00	4А160S6У3	2,7	975	2,0	1,2
15,00	4А160М6У3	2,6	975	2,0	1,2
18,50	4А180М6У3	2,7	975	2,0	1,2
22,50	4А200М6У3	2,3	975	2,0	1,2
30,00	4А200L6У3	2,1	980	2,0	1,2
37,00	4А225М6У3	1,8	980	2,0	1,2
45,00	4А250S6У3	1,4	985	2,0	1,2
55,00	4А250М6У3	1,3	985	2,0	1,2

Продовження таблиці 2

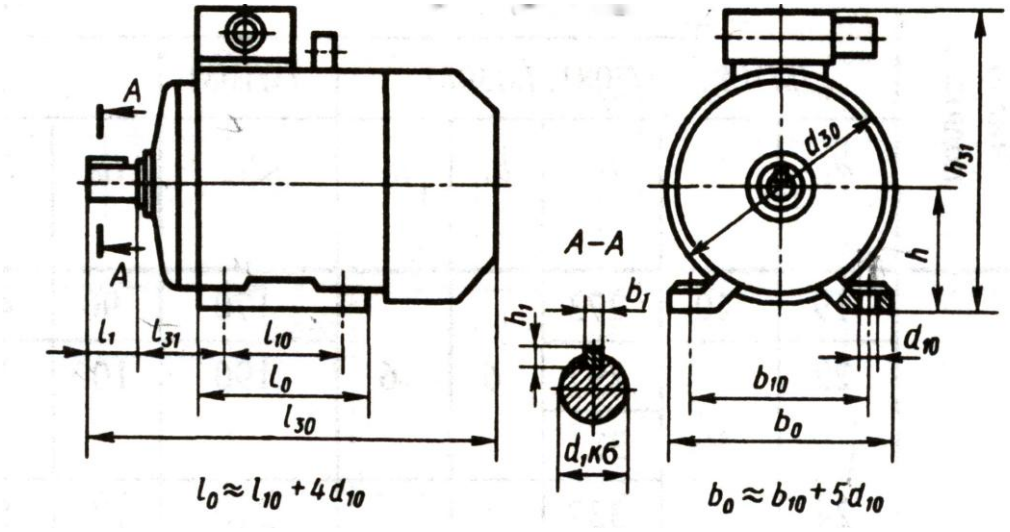
1	2	3	4	5	6
Синхронна частота обертання n_c = 750 хв$^{-1}$					
0,25	4А71У8УЗ	12,7	680	1,7	1,3
0,37	4А80А8УЗ	8,9	675	1,7	1,6
0,55	4А80У8УЗ	9,0	700	1,7	1,6
0,75	4А90LА8УЗ	6,0	700	1,7	1,6
1,10	4А90LВ8УЗ	7,0	700	1,7	1,6
1,50	4А100L8УЗ	7,0	700	2,2	1,8
2,20	4А112МА8УЗ	6,8	700	2,2	1,8
3,00	4А112МВ8УЗ	5,8	700	2,2	1,8
4,00	4А132S8УЗ	4,1	720	2,2	1,8
5,50	4А132М8УЗ	4,1	720	2,2	1,8
7,50	4А160S8УЗ	2,5	730	2,2	1,4
11,00	4А160М8УЗ	2,5	730	2,2	1,2
15,00	4А180М8УЗ	2,6	730	2,2	1,2
18,50	4А200М8УЗ	2,3	735	2,2	1,2
22,50	4А200L8УЗ	2,7	730	2,0	1,2
30,00	4А225М8УЗ	1,8	735	2,0	1,2
37,00	4А25058УЗ	1,6	740	2,0	1,2
45,00	4А250М8УЗ	1,4	740	2,0	1,2

Примітки:

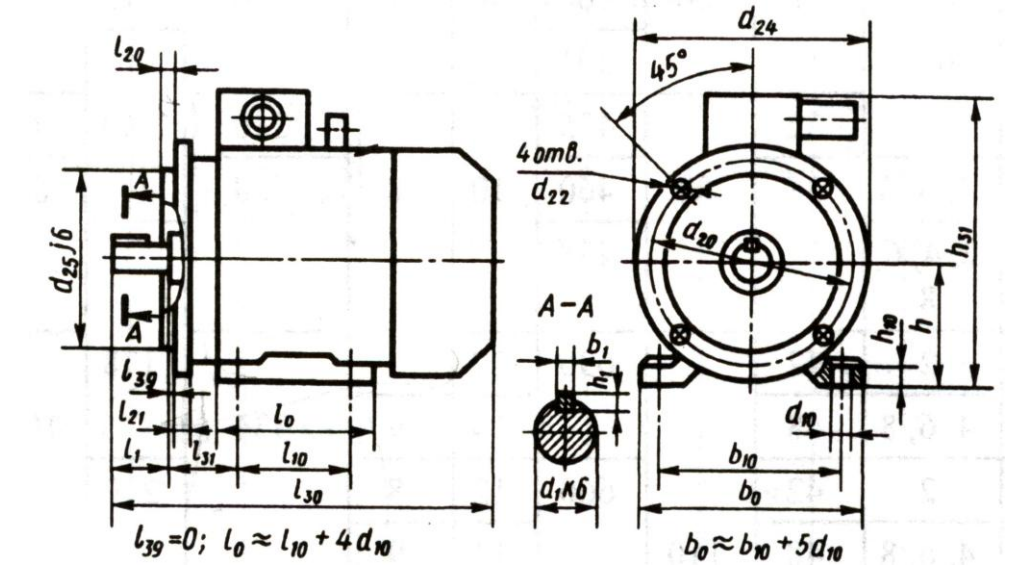
1 Перші два знаки **4А** в позначенні означають номер серії й асинхронний тип двигуна. Останні два знаки **УЗ** означають, що двигуни призначені для районів із помірним кліматом і роботи в закритих приміщеннях із природною вентиляцією (3-я категорія розміщення).

2 Буква **А** після перших двох знаків означає, що станина й щити з алюмінію; відсутність букви – станина й щити чавунні або сталеві. Далі розташовується дво- або тризначне число, що позначає висоту осі обертання вала електродвигуна від опорної поверхні в міліметрах. Після висоти осі обертання йдуть букви **L, M** й **S**, що характеризують настановні розміри по довжині станини, або букви **А** и **В**, що визначають довжину сердечника статора. Цифри **2, 4, 6, 8** означають кількість полюсів.

Виконання IM1081



Виконання IM2081



Виконання IM3081

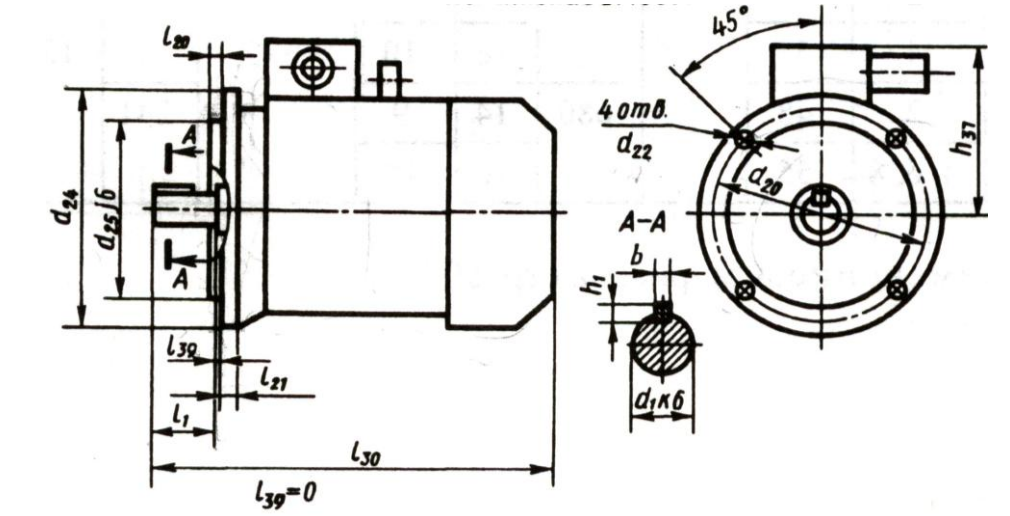


Рисунок 1 – Схеми електродвигунів серії 4А

Таблиця 3 – Основні розміри й маси електродвигунів серії 4А (виконання 1М 1081)

Типорозмір двигуна	Кількість полюсів	Габаритні розміри, мм			Настановні і приєднувальні розміри, мм							Маса, кг
		l_{30}	h_{31}	d_{30}	l_1	l_{10}	l_{31}	d_1	d_{10}	b_{10}	h	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
4АА50	2,4	176	142	112	20	63	32	9	5,8	80	50	3,3
4АА56	2,4	194	152	128	23	71	36	11	5,8	90	56	4,5
4АА63	2,4,6	216	164	138	30	80	40	14	7	100	63	6,3
4А71	2,4,6,8	285	201	170	40	90	45	19	7	112	71	15,1
4А80А	2,4,6,8	300	218	186	50	100	50	22	10	125	80	17,5
4А80В	2,4,6,8	320										20,0
4А90L	2,4,6,8	350	243	208		125	56	24	10	140	90	28,7
4А100S	2,4,6,8	365	265	235	60	112	63	28	12	160	100	36
4А100L	2,4,6,8	395	280			140						42
4А112М	2,4,6,8	452	310	260	80		70	32		190	112	56
4А132S	2,4,6,8	480	350	302			89	38		216	132	77
4А132М	2,4,6,8	530				178						93
4А160S	2	624	430	358	110	178	108	42	15	254	160	130
	4,6,8							44				135
4А160М	2	667				210		42				145
	4,6,8							48				160
4А180S	2	662	410	410		241	121			279	180	165
	4,6,8							55				175
4А180М	2	702						48				195
	4,6,8							55				255

Продовження таблиці 3

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
4A200M	2	760	535	450	110	267	133	60	19	318	200	270
	4,6,8	790			140							
4A200L	2	800	535	450	110	305	133	55	19	318	200	280
	4,6,8	830			140			60				310
4A225M	2	810	575	494	110	311	149	55		356	225	355
	4,6,8	840						65				
4A250S	2	915	640	554	140		168		24	406	250	470
	4,6,8							75				490
4A250M	2	955				349		65				510
	4,6,8							75				535

Таблиця 4 – Основні розміри й маси електродвигунів серії 4А (виконання 1М 2081)

Типорозмір двигуна	Кількість полюсів	Габаритні розміри, мм			Настановні і приєднувальні розміри, мм										Маса, кг
		l_{30}	h_{31}	d_{24}	l_1	l_{10}	l_{31}	d_1	d_{10}	d_{20}	d_{22}	d_{25}	b_{10}	h	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
4AA50	2,4	174	142	120	20	63	32	9	5,8	100	7	80	80	50	3,4
4AA56	2,4	194	152	140	23	71	36	11		115	10	95	90	56	4,6
4AA63	2,4,6	216	164	160	30	80	40	14	7	130		110	100	65	6,1
4A71	2,4,6,8	285	201	200	40	90	45	19		165	12	130	12	71	16,1
4A80A	2,4,6,8	300	218		50	100	50	22	10				125	80	18,8
4A80B	2,4,6,8	320													21,3

Продовження таблиці 4

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
4A90L	2,4,6,8	350	243	250	50	125	56	24	10	215	15	180	140	90	31,2
4A100S	2,4,6,8	365	265		60	112	63	28	12				160	100	38,2
4A100L	2,4,6,8	395	280			140									44,2
4A112M	2,4,6,8	452	310	300	80		70	32		265		230	190	112	60
4A132S	2,4,6,8	480	350	350			89	38		300	19	250	216	132	84
4A132M	2,4,6,8	530				178									100
4A160S	2	624	430		110		108	42	15				254	160	135
	4,6,8							48							140
4A160M	2	667				210		42							150
	4,6,8							48							165
4A180S	2	663S	470	400		203	121			350		300	279	180	175
	4,6,8							55							185
4A180M	2	702				241		48							195
	4,6,8							55							205
4A200M	2	760	535	450		267	133		19	400		350	318	200	270
	4,6,8	790			140			60							285
4A200L	2	800			110	305		55							295
	4,6,8	830			140			60							325
4A225M	2	810	575	550	110	311	149	55	19	500	19	450	356	225	375
	4,6,8	840			140			65							355
4A250S	2	915	640				168		24				406	250	495
	4,6,8							75							515
4A250M	2	955				349		65							535
	4,6,8							75							560

Таблиця 5 – Основні розміри й маси електродвигунів 4А (виконання 1М 3081)

Типорозмір двигуна	Кількість полюсів	Габаритні розміри, мм			Настановні і приєднувальні розміри, мм					Маса, кг
		l_{30}	h_{31}	d_{24}	l_1	d_1	d_{20}	d_{22}	d_{25}	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
4АА50	2,4	174	92	120	20	9	100	7	80	3,2
4АА56	2,4	194	96	140	23	11	115	10	95	4,4
4АА63	2,4,6	216	101	160	30	14	130		110	6,0
4А71	2,4,6,8	285	130	200	40	19	165	12	130	15,7
4А80А	2,4,6,8	300 1	138		50	22				18,3
4А80В	2,4,6,8	320								20,8
4А90L	2,4,6,8	350	153	250		24	215	15	180	30,0
4А100S	2,4,6,8	365	165		60	28				37,0
4А100L	2,4,6,8	395								42,8
4А112М	2,4,6,8	452	198	300	80	32	265		230	58
4А132S	2,4,6,8	480	218	350		38		19	250	82
4А132М	2,4,6,8	530								97

Продовження таблиці 5

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
4A160S	2	624	270	350	110	42	300	19	250	130
	4,6,8					48				135
4A160M	2	667				42				145
	4,6,8					48				160
4A180S	2	662	290	400	110	48	350	19	300	170
	4					55				180
4A180M	2	702				48				190
	4,6,8					55				200
4A200M	2	760	335	450			400		350	260
	4,6,8	790			140	60				275
4A200L	2	800			110	55				285
	4,6,8	830			140	60				315
4A225M	2	810	350	550	110	55	500		450	360
	4,6,8	840			140	65				340
4A250S	2	915	390							485
	4,6,8					75				505
4A250M	2	955				65				525
	4,6,8					75				550
4A280S	2	1175	520	660		70	600	24	550	780
	4,6,8	1205			70	80				
4A280M	2	1215			140	70				830
	4,6,8	1245			170	80				

1.4 Вибір електродвигуна

При виборі електродвигуна, крім синхронної частоти обертання й споживаної потужності, необхідно визначитися з його виконанням, вибір якого залежить від типу й конструкції редуктора або коробки швидкостей і умов компонування приводу.

Вихідними даними на цьому етапі проектування приводу служать: принципова схема приводу (із зазначенням типів усіх передач, що входять до його складу); обертальний момент на вихідному валу редуктора (коробки швидкостей) $T_{вих}, H \cdot м$; частота обертання вихідного вала $n_{вих}, хв^{-1}$; синхронна частота електродвигуна $n_c, хв^{-1}$. Розрахунок споживаної (потрібної) потужності приводу $P_{потр}$ *,кВт,* виконується за заданим навантаженням на вихідному валу й частотою обертання вихідного вала з урахуванням втрат потужності в приводі від вала електродвигуна до вихідного вала редуктора:

$$P_{потр} = \frac{T_{вих} n_{вих}}{9550\,\eta}, \tag{1}$$

де η – загальний ККД приводу, що враховує втрати потужності на окремих ланках кінематичного ланцюга приводу:

$$\eta = \eta_1 \eta_2 \eta_3 ... \eta_i, \tag{2}$$

де η_i – ККД ланок кінематичного ланцюга приводу, орієнтовні значення яких наведені в табл. 6.

Таблиця 6 – Коефіцієнти корисної дії різних механічних передач

Вид передачі	ККД передач	
	закритих	відкритих
Зубчаста циліндрична	0,96...0,98	0,93...0,95
Зубчаста конічна	0,95...0,97	0,92...0,94
Черв'ячна при кількості заходів черв'яка:		
1	0,65...0,70	0,50...0,60
2	0,70...0,80	0,60...0,70
4	0,85...0,90	□
Ланцюгова	0,95...0,97	0,90...0,93
Фрикційна	0,90...0,96	0,70...0,88
Пасова	0,94...0,97	
Пара підшипників кочення	0,99...0,995	
Пара підшипників ковзання	0,98...0,99	

Для проектного розрахунку ККД черв'ячної передачі можна прийняти приблизно:

$$\eta_{черв} \cong 0{,}9\left(1-\frac{U_{черв}}{200}\right).$$

За результатами розрахунків споживаної потужності й заданою синхронною частотою з табл. 2 вибирається електродвигун зі стандартною найближчою потужністю. Перевантаження асинхронних двигунів допускається до 8%. При невиконанні цієї умови варто вибирати двигун більшої найближчої потужності. Для обраного електродвигуна необхідно виписати з табл. 2 - 5 такі основні характеристики, які представлені в табл. 7.

Таблиця 7 – Параметри електродвигуна

Типорозмір електродвигуна	Потужність $P_{ед}, кВт$	Синхронна частота $n_c, хв^{-1}$	Робоча частота $n_{ед}, хв^{-1}$	Відношення максимального моменту до номінального $T_{\max}/T_{ном}$	Діаметр вала електродвигуна $d_в, мм$

Розрахунок споживаної потужності електродвигуна в приводах із коробками швидкостей виконується за аналогічною схемою.

1.5 Кінематичний розрахунок приводу

Вихідними даними при виконанні кінематичного розрахунку, крім заданої кінематичної схеми приводу, є синхронна частота обертання вала електродвигуна n_c й частота обертання вихідного вала $n_{вих}$ редуктора або коробки швидкостей.

Кінематичний розрахунок приводу складається з таких основних частин: визначення загального передаточного числа; розподілу загального передаточного числа на ступені; розрахунку кінематичної похибки.

1.5.1 Визначення загального передаточного числа

Загальне передаточне число визначається як відношення частоти обертання вала електродвигуна до частоти обертання вихідного вала редуктора (коробки швидкостей):

$$U_{заг} = \frac{n_{ед}}{n_{вих}}. \qquad (3)$$

1.5.2 Розподіл загального передаточного числа на ступені

Розподіл загального передаточного числа приводу на ступені при наявності пасової передачі між електродвигуном і редуктором (коробкою швидкостей) полягає в призначенні передаточних чисел пасової передачі й кожного ступеня редуктора (коробки швидкостей). Якщо ж обертальний момент від вала електродвигуна передається за допомогою сполучної муфти, то отримане розрахунком загальне передаточне число редуктора (коробки швидкостей) розподіляють між окремими ступенями. У кожному з перерахованих випадків загальне передаточне число визначається відповідною залежністю:

$$U_{заг} = U_{пп} U_{1-2} U_{3-4} U_{5-6} ..., \quad (4)$$

$$U_{заг} = U_{1-2} U_{3-4} U_{5-6} ..., \quad (5)$$

де $U_{пп}$ – передаточне число пасової передачі;

$U_{1-2}, U_{3-4}, U_{5-6}$ – передаточні числа відповідних ступенів закритої передачі (U_{1-2} – передаточне число швидкохідного ступеня $U_{ш}$, U_{3-4} – у двоступінчастих передачах передаточне число тихохідного ступеня, у триступінчастих передачах передаточне число проміжного ступеня $U_{пр}$, U_{5-6} – у триступінчастих передачах передаточне число тихохідного ступеня $U_{т}$).

Передаточне число пасової передачі варто призначати зі стандартного ряду передаточних чисел (табл. 8), обмежуючись значеннями від 1 до 2 з метою зменшення габаритів приводу.

Номінальне значення передаточного числа редуктора (коробки швидкостей) $U_{р}$ визначається за формулою:

$$U_{р} = \frac{U_{заг}}{U_{пп}}. \quad (6)$$

Таблиця 8 – Стандартні значення передаточних чисел (ГОСТ 12289-76)

1-й ряд	1,0		1,25		1,6		2,0		2,5		3,15
2-й ряд		1,12		1,4		1,8		2,24		2,8	
1-й ряд		4,0		5,0		6,3		8,0		10,0	
2-й ряд	3,55		4,5		5,6		7,1		9,0		11,2

Після призначення стандартного значення передаточного числа пасової передачі уточнюється частота обертання вхідного вала редуктора:

$$n_{вх} = \frac{n_{ед}}{U_{пп}}. \quad (7)$$

У приводах безпасової передачі на вході в редуктор частота обертання вхідного (швидкохідного) вала передавального механізму дорівнює частоті обертання вала електродвигуна:

$$n_{вх} = n_{ед}. \quad (8)$$

У цьому випадку номінальне значення передаточного числа редуктора збігається із загальним передаточним числом приводу, розрахованим за формулою (3):

$$U_р = U_{заг}. \quad (9)$$

Передаточні числа окремих простих зубчастих передач наведені в табл. 8. Передаточні числа черв'ячних передач також вибираються зі стандартного ряду, значення якого наведені в табл. 9.

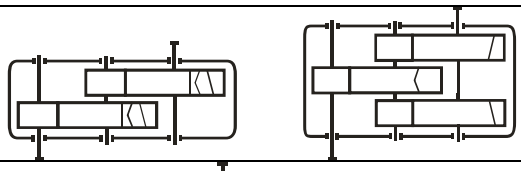
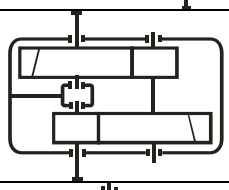
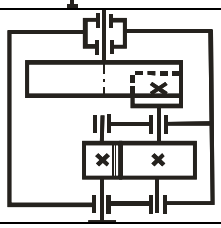
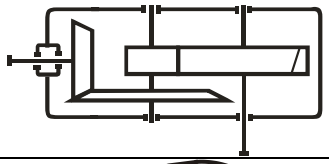
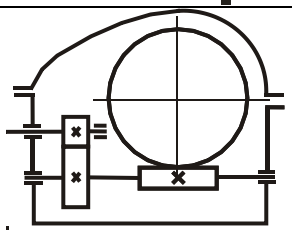
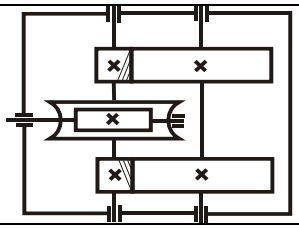
Таблиця 9 – Стандартні значення передаточних чисел черв'ячних передач (ДСТУ2458-98)

$U_{ст}$	8	9	10	11,2	12,5	14	16	18	20	22,4	25
	28	31,5	35,5	40	45	50	56	63	71	80	–

Від розподілу загального передаточного числа у дво- і триступінчастих редукторах (а також у коробках передач) у значній мірі залежать зручність змащування коліс і компонування деталей, а також конструкція корпуса і його габарити. Універсальної рекомендації з розподілу загального передаточного числа на ступені, що задовольняє всім зазначеним умовам, не існує. Вибір способу розподілу залежить від конкретних вимог, яким повинна відповідати конструкція: забезпечення мінімальних габаритів редуктора, мінімальної маси зубчастих коліс, одержання однакового занурення зубчастих коліс усіх ступенів у масляну ванну, створення стійкої найменшої площі корпуса редуктора й ін.

При розподілі загального передаточного числа у двоступінчастих редукторах можна користуватися рекомендаціями, наведеними в табл. 10.

Таблиця 10 – Рекомендації з розподілу загального передаточного числа двоступінчастих редукторів на ступені

Редуктор	Схема	Передаточне число	
		$U_ш$	$U_т$
Двоступінчастий за розгорнутою схемою		$\frac{U_р}{U_т}$	$0{,}88\sqrt{U_р}$
Двоступінчастий співвісний		$\frac{U_р}{U_т}$	$0{,}95\sqrt{U_р}$
Двоступінчастий співвісний із внутрішнім зачепленням		$\frac{U_р}{U_т}$	$2\sqrt[3]{U_р}$
Конічно-циліндричний		$\frac{U_р}{U_т}$	$1{,}1\sqrt{U_р}$
Зубчасто-черв'ячний		1,4...1,8	$\frac{U_р}{U_ш}$
Черв'ячно-зубчастий		$\frac{U_р}{U_т}$	3,15...5

Розраховані по запропонованих залежностях передаточні числа ступенів округлюють до стандартного найближчого значення (див. табл. 8, 9), після чого за формулами (4), (5) визначається фактичне значення загального передаточного числа приводу. Для дво- і триступінчастих редукторів фактичні загальні передаточні числа, відповідно, дорівнюють:

$$U_ф = U_ш U_т = U_{1-2ст} U_{3-4ст}, \qquad (10)$$

$$U_ф = U_ш U_{пр} U_т = U_{1-2ст} U_{3-4ст} U_{5-6ст}. \qquad (11)$$

Оскільки частоти обертання вихідних валів коробок швидкостей представляють геометричну прогресію зі знаменником φ, то по заданій мінімальній частоті $n_{\min} = n_{вих1}$, що відповідає максимальному моменту $T_{\max} = T_{вих}$, розраховуються інші частоти: $n_{вих2} = n_{вих1}\varphi$, $n_{вих3} = n_{вих1}\varphi^2$ і т. д.

Найбільш вживані значення φ = 1,12; 1,25; 1,4; 1,6. Розподіл на ступені виконується для всіх можливих швидкостей обертання вихідного вала. Звичайно відстань між опорами в коробках швидкостей більший, ніж у редукторах. Тому для них рекомендується на початку кінематичного ланцюга приймати менші передаточні числа, а наприкінці – більші. Це положення забезпечує не різке, а поступове збільшення габаритів передач, валів, опор. Для блочних пар рекомендується приймати $U \le 3{,}15\ (3{,}55)$.

1.5.3 Розрахунок кінематичної похибки

Оцінка похибки кінематичного розрахунку редуктора полягає в розрахунку похибки фактичного передаточного числа щодо номінального:

$$\Delta U = \left| \frac{U_ф - U_р}{U_р} \right| 100\% . \qquad (12)$$

Кінематичний розрахунок вважається виконаним задовільно, якщо виконується умова:

$$\Delta U \le [\Delta U], \qquad (13)$$

де $[\Delta U]$ – допустиме значення відносної похибки. Для одноступінчастих редукторів $[\Delta U]$= 2,5%, для двоступінчастих – $[\Delta U]$= 4%.

1.6 Розрахунки частот, потужностей й обертальних моментів окремих елементів приводу

1.6.1 Розрахунок частот обертання

У схемах із пасовою передачею на вході редуктора частота обертання ведучого шківа дорівнює частоті обертання вала електродвигуна:

$$n_{вч} = n_{ед} .$$

Частота обертання веденого шківа дорівнює частоті обертання вхідного вала редуктора й усіх елементів (шестерень, черв'яків, муфт), жорстко пов'язаних із цим валом:

$$n_{вд} = n_{ш} = n_{z1} = \frac{n_{вч}}{U_{пп}},$$

де n_{z1} – частота обертання ведучого елемента швидкохідного ступеня, наприклад шестірні або черв'яка.

При відсутності пасової передачі між валом електродвигуна й вхідним валом редуктора (з'єднання названих валів за допомогою муфти або використання в схемі електродвигуна фланцевого виконання із жорстким з'єднанням тих же валів)

$$n_{ш} = n_{z1} = n_{ед}.$$

Частота обертання проміжного вала багатоступінчастого редуктора (коробки швидкостей) і всіх елементів, установлених на цьому валу (зубчастих і черв'ячних коліс, муфт), залежить від передаточного числа швидкохідного ступеня:

$$n_{пр} = n_{z2} = n_{z3} = \frac{n_{z1}}{U_{1-2}},$$

де n_{z2} – частота обертання веденого елемента швидкохідного ступеня, наприклад зубчастого або черв'ячного колеса;

n_{z3} – частота обертання ведучого елемента тихохідного ступеня .

Частота обертання вихідного (тихохідного) вала двоступінчастого редуктора й пов'язаних із ним елементів (веденого колеса тихохідного ступеня, муфти, ведучої зірочки ланцюгової передачі) дорівнює:

$$n_{вих} = n_{т} = n_{z4} = n_{зр} = \frac{n_{z3}}{U_{3-4}},$$

де n_{z4} – частота обертання веденого елемента тихохідного ступеня;

$n_{зр}$ – частота обертання ведучої зірочки ланцюгової передачі, установленої на вихідному валу редуктора.

1.6.2 Розрахунок потужностей

Потужності, що передаються елементами приводу, розраховуються з урахуванням втрат, величина яких визначається відповідними ККД (див. табл. 6):

$$P_{вч} = P_{потр}, \qquad P_{вх} = P_{вд} = P_{потр}\eta_{пп},$$

$$P_{z1} = P_{вх}\eta_{пдш}, \qquad P_{z2} = P_{z1}\eta_{зач}, \qquad P_{z3} = P_{z2}\eta_{пдш}, \qquad P_{z4} = P_{z3}\eta_{зач},$$

$$P_{вих} = P_{зр} = P_{z4}\eta_{пдш}.$$

У наведених розрахункових залежностях прийняті такі позначення:

$P_{потр}$ – споживана потужність електродвигуна; $P_{вч}$ і $P_{вд}$ – відповідно потужності на ведучому й веденому шківах пасової передачі; $P_{вх}$ і $P_{вих}$ – потужності на вхідному й вихідному валах редуктора; $P_{z1}, P_{z2}, P_{z3}, P_{z4}$ – потужності на ведучих і ведених елементах швидкохідного й тихохідного ступенів редуктора; $\eta_{пп}$ – ККД пасової передачі; $\eta_{пдш}$ – ККД пари підшипників кочення; $\eta_{зач}$ – ККД зачеплення (зубчастої або черв'ячної передачі).

1.6.3 Розрахунок обертальних моментів

Після визначення частот і відповідних потужностей величини обертальних моментів для кожного елемента приводу можна розрахувати за формулою:

$$T = 9550\frac{P}{n}.$$

Для подальшого використання результати кінематичного розрахунку рекомендується звести в табл. 11.

Таблиця 11 – Результати кінематичного розрахунку

Параметри	Електро-двигун	Пасова передача		Редуктор				Ланцюгова передача
		вч	вд	z_1	z_2	z_3	z_4	
$n, хв^{-1}$	$n_{ед}$	$n_{вч}$	$n_{вд}$	n_{z1}	n_{z2}	n_{z3}	n_{z4}	$n_{зр}$
$P, кВт$	$P_{ед}$	$P_{вч}$	$P_{вд}$	P_{z1}	P_{z2}	P_{z3}	P_{z4}	$P_{зр}$
$T, Н \cdot м$	$T_{ед}$	$T_{вч}$	$T_{вд}$	T_{z1}	T_{z2}	T_{z3}	T_{z4}	$T_{зр}$
U	□	$U_{пп}$		U_{1-2}		U_{3-4}		$U_{лп}$

1.7 Приклади розрахунків

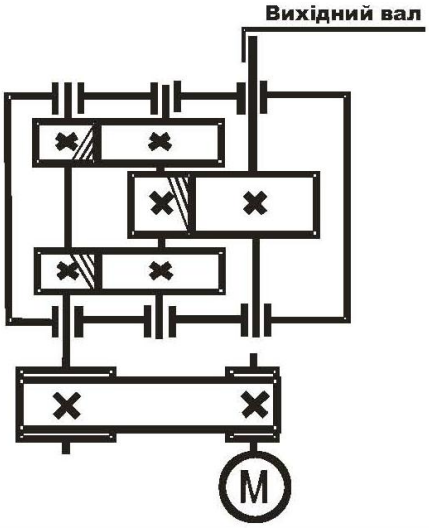
Приклад 1. Виконати кінематичний розрахунок приводу за наведеною схемою й вихідними даними (рис. 2).

Міністерство освіти і науки України
Донбаська державна машинобудівна академія
Кафедра «Основи конструювання механізмів і машин»

ЗАВДАННЯ № 46

П.І.Б. студента : ***Іванов Іван Петрович***
Група : ***ТМ 04-1***
Дата видачі завдання :*"___" _____ 200_ р.*
Тема: ***«Розрахувати і спроектувати привід до драги»***

Схема механізму:



Режим навантаження:

Частота обертання	Час роботи в годинах з використанням потужності					
	t_1	P_1	t_2	P_2	t_3	P_3
n_1	4000	P	2000	0,8P	3000	0,3P

Виконання передаточного механізму	***горизонтальне***
Положення вихідного вала	***горизонтальне***
Серійність виробництва	***великосерійне***
Змінність роботи	***однозмінна***

№	T, Н м	n, $хв^{-1}$	n_c, $хв^{-1}$	Тип передачі або муфти на вхідному валу	U	S	Тип передачі або муфти на вихідному валу	U	Установити на:
31	500	56	1500	клинопасова	1,6	0,90	ланцюгова	1,8	зварній рамі

Строк проектування: *з* *"___" _____ 200_ р.*
по *"___" _____ 200_ р.*

Керівник проекту _____*/С. Г. Карнаух/*

Рисунок 2 – Приклад завдання на курсовий проект

Загальні зауваження до розрахунку

1 Обертальний момент від електродвигуна передається вхідному валу редуктора через пасову передачу, ведучий шків якої закріплений на валу електродвигуна, а ведений – на вхідному валу редуктора. Чим меншим буде призначене передаточне число пасової передачі, тим меншим буде діаметр веденого шківа й компактнішою передача (рис. 3). З іншого боку, чим вища частота обертання вала електродвигуна при заданій (споживаній) потужності, тим менші його маса й вартість. Залежно від кількості пар полюсів прості асинхронні електродвигуни мають теоретичні (синхронні, без урахування ковзання) частоти обертання: 3000, 1500, 1000, 750 $хв^{-1}$.

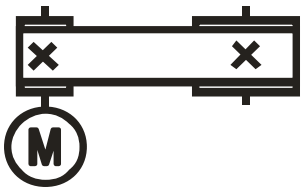


Рисунок 3 – Пасова передача

Рекомендується призначити стандартне передаточне число пасової передачі: $U_{пп}$ = 1,12; 1,25; 1,4; 1,6; 1,8.

2 Двоступінчастий циліндричний редуктор має мінімальну масу й оптимальну конструкцію, якщо діаметри коліс (ведених елементів ступенів) будуть приблизно рівні один одному. Це досягається підбором передаточних чисел ступенів: більше – у першого ступеня (d_2 /d_1) і менше – у другого (d_4 /d_3) (рис. 4).

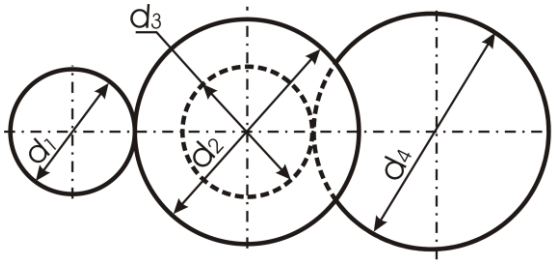


Рисунок 4 – Схема двоступінчастого редуктора

3 Кінематичний ланцюг приводу: пасова передача – перший ступінь редуктора – другий ступінь редуктора.

$$U_{прив} = U_{пп} U_{1-2} U_{3-4},$$

де $U_{прив}$ – загальне передаточне число приводу;

$U_{пп}$ – передаточне число пасової передачі;

U_{1-2} – передаточне число першого ступеня редуктора;

U_{3-4} – передаточне число другого ступеня редуктора.

4 Привід містить 4 вали, частоти обертання яких знижуються від електродвигуна до виходу:

$n_{ед}$ – частота обертання вала електродвигуна (зазначена в каталозі для кожного типу);

$n_{вх}$ – частота обертання вхідного вала редуктора (веденого шківа й шестірні I ступеня);

$n_{пр}$ – частота обертання проміжного вала редуктора (шестірні II ступеня й колеса I ступеня);

$n_{вих}$ – частота обертання вихідного вала редуктора (колеса II ступеня й ведучої зірочки ланцюгової передачі).

5 Втрати потужності, що оцінюються ККД, відбуваються в таких вузлах кінематичного ланцюга: пасовій передачі, підшипниках ведучого вала, зачепленні коліс I ступеня редуктора, підшипниках проміжного вала, зачепленні коліс II ступеня редуктора, підшипниках вихідного вала, тобто:

$$\eta_{прив} = \eta_{пп}\eta_{пдш}\eta_{зач}\eta_{пдш}\eta_{зач}\eta_{пдш}.$$

1 Вибір електродвигуна

Споживана потужність приводу визначається за формулою (1):

$$P_{потр} = \frac{T_{вих}n_{вих}}{9550\eta_{прив}} = \frac{500 \cdot 56}{9550 \cdot 0{,}87} \cong 3{,}37\ кВт,$$

де $\eta_{прив} = \eta_{пп}\eta_{зач}^2\eta_{пдш}^3$ – ККД приводу (2):

$$\eta_{прив} = 0{,}95 \cdot 0{,}97^2 \cdot 0{,}99^3 = 0{,}87;$$

$\eta_{пп} = 0{,}95$ – ККД пасової передачі (див. табл. 6);

$\eta_{зач} = 0{,}97$ – ККД передачі зачепленням, циліндричної зубчастої (див. табл. 6);

$\eta_{пдш} = 0{,}99$ – ККД однієї пари підшипників кочення (див. табл. 6).

Звичайно вибирається електродвигун з номінальною потужністю трохи більшою, ніж споживана. За споживаною потужністю приводу

$P_{потр} = 3{,}37\ кВт$ й синхронною частотою електродвигуна $n_c = 1500\ хв^{-1}$ з табл. 2 вибираємо електродвигун з характеристиками (табл. 12).

Таблиця 12 – Характеристики електродвигуна

Типорозмір електродвигуна	Потужність $P_{ед}, кВт$	Синхронна частота $n_c, хв^{-1}$	Робоча частота $n_{ед}, хв^{-1}$	Відношення максимального моменту до номінального $T_{\max}/T_{ном}$	Діаметр вала електродвигуна $d_в, мм$
4A100L4B3	4	1500	1430	2,2	28

2 Кінематичний розрахунок

Призначаємо передаточне число клинопасової передачі (з урахуванням рекомендацій обмежувати його величиною $U_{\max} = 2$ з метою обмеження габаритів передачі) з таблиці стандартних значень передаточних чисел (див. табл. 8):

$$U_{пп} = 1{,}6 \text{ при } n_c = 1500\ хв^{-1}.$$

Загальне передаточне число приводу (з урахуванням пасової передачі) дорівнює за формулою (3):

$$U_{заг} = \frac{n_{ед}}{n_{вих}} = \frac{1430}{56} \cong 25{,}53.$$

Тоді передаточне число редуктора за формулою (6):

$$U_p = \frac{U_{заг}}{U_{пп}} = \frac{25{,}53}{1{,}6} \cong 15{,}96.$$

При розбивці загального передаточного числа редуктора по ступенях скористаємося рекомендаціями табл. 10 для двоступінчастого циліндричного тривісного редуктора, згідно з яким передаточне число тихохідного ступеня визначається залежністю:

$$U_т = U_{3-4} = 0{,}88\sqrt{U_p} = 0{,}88\sqrt{15{,}96} \cong 3{,}52.$$

Передаточне число швидкохідного ступеня тоді становить:

$$U_ш = U_{1-2} = \frac{U_p}{U_{3-4}} = \frac{15{,}96}{3{,}52} \cong 4{,}54.$$

Приймаються стандартні найближчі значення передаточних чисел з табл. 8:

$$U_{1-2ст} = 4{,}5; U_{3-4ст} = 3{,}55.$$

Фактичне передаточне число редуктора дорівнює:

$$U_{ф} = U_{1-2ст}\, U_{3-4ст} = 4{,}5 \cdot 3{,}55 \cong 15{,}98.$$

Відсоток помилки фактичного передаточного числа редуктора щодо номінального відповідно до формули (12):

$$\Delta U = \left| \frac{U_{ф} - U_{р}}{U_{р}} \right| 100 = \left| \frac{15{,}98 - 15{,}96}{15{,}96} \right| 100 \cong 0{,}13\%.$$

Оскільки при $[\Delta U]$ = 4% виконується умова (13) $\Delta U \le [\Delta U]$, можна зробити висновок про те, що кінематичний розрахунок виконаний задовільно.

3 Розрахунки частот, потужностей й обертальних моментів на окремих елементах приводу

➢ Частота обертання ведучого шківа дорівнює частоті обертання вала електродвигуна:

$$n_{вч} = n_{ед} = 1430\ хв^{-1}.$$

➢ Частота обертання веденого шківа дорівнює частоті обертання вхідного вала редуктора й установленої на цьому валу шестірні швидкохідного ступеня:

$$n_{вд} = n_{ш} = n_{z1} = \frac{n_{вч}}{U_{пп}} = \frac{1430}{1{,}6} \cong 894\ хв^{-1}.$$

➢ Частота обертання проміжного вала редуктора й закріплених на ньому колеса швидкохідного ступеня й шестірні тихохідного ступеня:

$$n_{пр} = n_{z2} = n_{z3} = \frac{n_{z1}}{U_{1-2ст}} = \frac{894}{4{,}5} \cong 198{,}7\ хв^{-1}.$$

➢ Частота обертання вихідного (тихохідного) вала двоступінчастого редуктора, веденого колеса тихохідного ступеня й ведучої зірочки ланцюгової передачі дорівнює:

$$n_{вих} = n_{т} = n_{z4} = n_{зр} = \frac{n_{z3}}{U_{3-4ст}} = \frac{198{,}7}{3{,}55} \cong 55{,}96\ хв^{-1}.$$

- Потужності, що передаються окремими елементами приводу:

$$P_{вч} = P_{потр} = 3{,}37\ кВт\ ;$$

$$P_{вх} = P_{вд} = P_{потр}\eta_{пп} = 3{,}37 \cdot 0{,}95 = 3{,}2\ кВт\ ;$$

$$P_{z1} = P_{вх}\eta_{пдш} = 3{,}2 \cdot 0{,}99 = 3{,}17\,кВт\ ;$$

$$P_{z2} = P_{z1}\eta_{зач} = 3{,}17 \cdot 0{,}97 = 3{,}07\ кВт\ ;$$

$$P_{z3} = P_{z2}\eta_{пдш} = 3{,}07 \cdot 0{,}99 = 3{,}04\ кВт\ ;$$

$$P_{z4} = P_{z3}\eta_{зач} = 3{,}04 \cdot 0{,}97 = 2{,}95\ кВт\ ;$$

$$P_{вих} = P_{зр} = P_{z4}\eta_{пдш} = 2{,}95 \cdot 0{,}99 = 2{,}92\ кВт\ .$$

- Обертальні моменти:

$$T_{ед} = T_{вч} = 9550\,\frac{P_{вч}}{n_{вч}} = 9550\,\frac{3{,}37}{1430} = 22{,}5\,Нм\ ;$$

$$T_{вх} = T_{вд} = 9550\,\frac{P_{вх}}{n_{вх}} = 9550\,\frac{3{,}2}{894} = 34{,}2\,Нм\ ;$$

$$T_{z1} = 9550\,\frac{P_{z1}}{n_{z1}} = 9550\,\frac{3{,}17}{894} = 33{,}8\,Нм\ ;$$

$$T_{z2} = 9550\,\frac{P_{z2}}{n_{z2}} = 9550\,\frac{3{,}07}{198{,}7} = 147{,}5\,Нм\ ;$$

$$T_{z3} = 9550\,\frac{P_{z3}}{n_{z3}} = 9550\,\frac{3{,}04}{198{,}7} = 146\,Нм\ ;$$

$$T_{z4} = 9550\,\frac{P_{z4}}{n_{z4}} = 9550\,\frac{2{,}95}{55{,}96} = 503\,Нм\ ;$$

$$T_{вих} = T_{зр} = 9550\,\frac{P_{вих}}{n_{вих}} = 9550\,\frac{2{,}92}{55{,}96} = 498\,Нм\ .$$

Результати розрахунків наведені в табл. 13.

Таблиця 13 – Результати кінематичного розрахунку

Параметри	Електро-двигун	Пасова передача		Редуктор				Ланцюгова передача
		вч	вд	z_1	z_2	z_3	z_4	зр
$n, хв^{-1}$	1430	1430	894	894	198,7	198,7	55,96	55,96
$P, кВт$	3,37	3,37	3,2	3,17	3,07	3,04	2,95	2,92
$T, Н \cdot м$	22,5	22,5	34,2	33,8	147,5	146	503	498
U	—	1,6		4,5		3,55		1,8

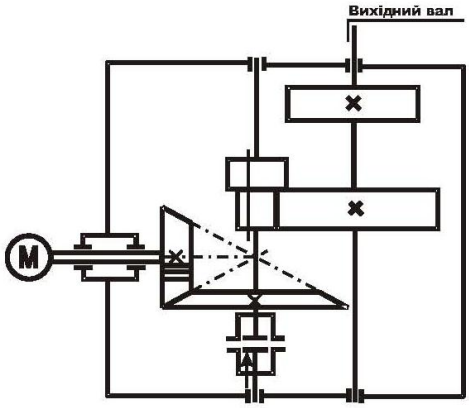
Приклад 2. Виконати кінематичний розрахунок приводу з коробкою швидкостей за наведеною схемою й вихідними даними (рис. 5).

Міністерство освіти і науки України
Донбаська державна машинобудівна академія
Кафедра «Основи конструювання механізмів і машин»

ЗАВДАННЯ № 150

П. І. Б. студента : ***Петров Микола Петрович***
Група : ***ТМ 04-2***
Дата видачі завдання : ***"___" _____ 200_ р.***
Тема: ***«Розрахувати і спроектувати привід до свердлильного верстата»***

Схема механізму:



Режим навантаження:

Частота обертання	Час роботи в годинах з використанням потужності					
	t_1	P_1	t_2	P_2	t_3	P_3
n_1	4000	P	3000	0,7P	2000	0,2P
n_2	6000	P	6000	0,3P	3000	0,3P

Виконання передаточного механізму	***горизонтальне***
Положення вихідного вала	***горизонтальне***
Серійність виробництва	***масове***
Змінність роботи	***тризмінна***

№	T, Н м	n, $хв^{-1}$	φ	n_c, $хв^{-1}$	S	β	Тип передачі або муфти на вихідному валу	U	Установити на:
31	150	280	1,4	1500	0,95	1,8	поліклинова	1,8	фундаменті

Строк проектування: *з* *"___" _____ 200_ р.*
по *"___" _____ 200_ р.*

Керівник проекту _____*/С. Г. Карнаух/*

Рисунок 5 – Приклад завдання на курсовий проект

Загальні зауваження до розрахунку

1 Обертальний момент від електродвигуна фланцевого виконання передається шестірні першого ступеня коробки швидкостей, і частота обертання шестірні дорівнює частоті обертання вала електродвигуна.

2 Коробка швидкостей має 2 ступеня передач: пари конічних зубчастих коліс 1–2, що постійно перебувають у зачепленні, на I ступені й дві пари зубчастих коліс 3–4 й 5–6 з рухомими в осьовому напрямку, зібраними в блок, ведучими елементами (шестірнями) на II ступені. За рахунок переміщення по проміжному валу блока шестірень 3 й 5, у кінематичний ланцюг по черзі включаються пари 3–4 або 5–6. Оскільки пари II ступеня мають різні передаточні числа (різні діаметри ведучих елементів 3, 5 і ведених 4, 6), їхнім перемиканням змінюється частота обертання вихідного вала при постійній частоті обертання вхідного й проміжного валів. У конструкції коробки швидкостей передбачена муфта запобіжна фрикційна дискова, яка попереджає привід від перевантажень ($K_{пер} = \beta = 1{,}8$).

3 Коробка швидкостей забезпечує поперемінно роботу двох кінематичних ланцюгів із різними загальними передаточними числами:

$$U'_{кор} = U_{1-2} U_{3-4};$$

$$U''_{кор} = U_{1-2} U_{5-6},$$

де $U'_{кор}$ – загальне передаточне число першого кінематичного ланцюга, що забезпечує мінімальну частоту обертання вихідного вала $n_{вих\,\min} = 280\,хв^{-1}$;

$U''_{кор}$ – загальне передаточне число другого кінематичного ланцюга, що забезпечує частоту обертання вихідного вала в φ разів більшу, ніж мінімальна:

$$n_{вих\,2} = n_{вих\,\min}\varphi, \quad U''_{кор} = \frac{U'_{кор}}{\varphi}.$$

4 При проектуванні коробок швидкостей прагнуть забезпечити:

- зручність керування рухомими елементами (розташувати їх поблизу стінки корпуса);
- невеликі зусилля при перемиканні (невеликий обертальний момент на керованих елементах);
- просте й надійне змащення коліс;
- мінімальні габарити механізму.

Ці умови забезпечуються «згортанням» валів механізму, як показано на рис. 6, на відміну від редукторів, де вали звичайно розташовують в одній площині, і призначенням невеликого передаточного числа пари коліс I ступеня, меншого, ніж для II ступеня.

Оскільки колеса пари II ступеня, що перемикаються, повинні мати меншу відносну ширину, ніж колеса, що постійно перебувають у зачепленні, її габарити обмежуються призначенням передаточних чисел $U \le 3{,}15\,(3{,}55)$.

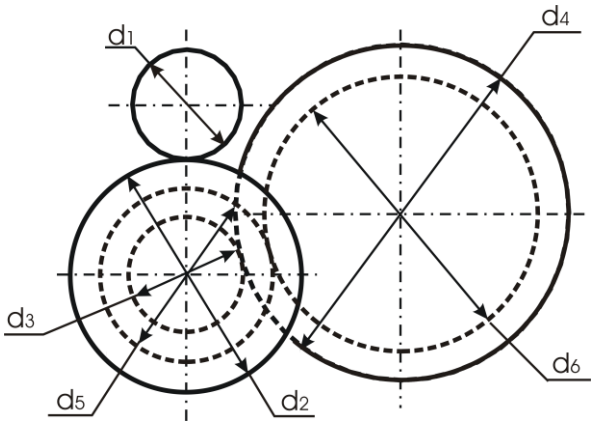


Рисунок 6 – Схема «згортання» валів коробки швидкостей

5 Втрати потужності, що оцінюються ККД, відбуваються в таких вузлах кінематичного ланцюга: підшипниках вхідного вала, зачепленні пари коліс I ступеня, підшипниках проміжного вала, зачепленні однієї з пар коліс II ступеня, підшипниках вихідного вала, тобто:

$$\eta_{прив} = \eta_{пдш}\eta_{зач_к}\eta_{пдш}\eta_{зач_ц}\eta_{пдш}.$$

1 Вибір електродвигуна

Споживана потужність приводу визначається за формулою (1):

$$P_{потр} = \frac{T_{вих\,\min} n_{вих\,\min}}{9550\eta_{прив}} = \frac{150 \cdot 280}{9550 \cdot 0{,}904} \cong 4{,}87\,кВт,$$

де $\eta_{прив} = \eta_{зач_к}\eta_{зач_ц}\eta_{пдш}^3$ – ККД приводу (2);

$\eta_{зач_ц} = 0{,}97$ – ККД передачі зачепленням, циліндричної зубчастої закритої (див. табл. 6);

$\eta_{зач_к} = 0{,}96$ – ККД передачі зачепленням, конічної зубчастої закритої (див. табл. 6);

$\eta_{пдш} = 0{,}99$ – ККД однієї пари підшипників кочення (див. табл. 6);

$$\eta_{прив} = 0{,}96 \cdot 0{,}97 \cdot 0{,}99^3 \cong 0{,}904.$$

Звичайно вибирається електродвигун із номінальною потужністю трохи більшою, ніж споживана. Допускається перевантаження електродвигуна до 8% при постійному і до 12% при змінному навантаженні. За споживаною потужністю приводу $P_{потр} = 4{,}87\,кВт$ й синхронною частотою електродвигуна $n_c = 1500\ хв^{-1}$ з табл. 2 вибираємо електродвигун із характеристиками (табл. 14).

Таблиця 14 – Параметри електродвигуна

Типорозмір електродвигуна	Потужність $P_{ед}, кВт$	Синхронна частота n_c, $хв^{-1}$	Робоча частота $n_{ед}$, $хв^{-1}$	Відношення максимального моменту до номінального $T_{\max}/T_{ном}$	Діаметр вала електродвигуна $d_в$, $мм$
4А112М4В3	5,5	1500	1445	2,2	32

2 Кінематичний розрахунок

➢ Розрахунок потрібних частот обертання вихідного вала:

$$n_{вих}^{/} = n_{вих\min} = 280 хв^{-1};$$

$$n_{вих}^{//} = n_{вих2} = n_{вих\min}\varphi = 280 \cdot 1{,}42 = 397{,}6 хв^{-1}.$$

➢ Передаточні числа кінематичних ланцюгів:

$$U_{кор}^{/} = \frac{n_{ед}}{n_{вих}^{/}} = \frac{1445}{280} = 5{,}16;$$

$$U_{кор}^{//} = \frac{n_{ед}}{n_{вих}^{//}} = \frac{1445}{397{,}6} = 3{,}63.$$

➢ Призначення передаточних чисел зубчастих пар коробки швидкостей.

Призначення передаточних чисел ступенів виконують шляхом підбору з урахуванням зауважень, наведених раніше. Кінематичні ланцюги забезпечуються парами коліс із такими стандартними передаточними числами з табл. 8 (зазначені в дужках):

$$U_{кор}^{/} = U_{1-2} \times U_{3-4} = 5{,}16:$$

1,12 × 4,607 (4,50);
1,25 × 4,128 (4,00);
1,40 × 3,686 (3,55);
1,60 × 3,225 (3,15);
1,80 × 2,87 (2,80);
2,00 × 2,58 (2,50).

$$U''_{кор} = U_{1-2} \times U_{5-6} = 3{,}63:$$

1,12 × 3,24 (3,15);
1,25 × 2,90 (2,80);
1,40 × 2,59 (2,60);
1,60 × 2,27 (2,24);
1,80 × 2,02 (2,00).

Оптимальне сполучення габаритів пар зубчастих коліс, мала похибка і виконання умови $U_{3-4} \le 3{,}15$ забезпечуються передаточними числами:

$$U_{1-2} = 1{,}8;\ U_{3-4} = 2{,}8;\ U_{5-6} = 2.$$

➢ Фактичні передаточні числа кінематичних ланцюгів коробки швидкостей дорівнюють:

$$U'_{ф} = U_{1-2ст} U_{3-4ст} = 1{,}8 \cdot 2{,}8 \cong 5{,}04;$$

$$U''_{ф} = U_{1-2ст} U_{5-6ст} = 1{,}8 \cdot 2 = 3{,}6.$$

Відсоток похибки фактичного передаточного числа коробки швидкостей по двох кінематичних ланцюгах щодо номінального відповідно до формули (12):

$$\Delta U' = \left| \frac{U'_{ф} - U'_{кор}}{U'_{кор}} \right| 100 = \left| \frac{5{,}04 - 5{,}16}{5{,}16} \right| 100 \cong 2{,}3\%;$$

$$\Delta U'' = \left| \frac{U''_{ф} - U''_{кор}}{U''_{кор}} \right| 100 = \left| \frac{3{,}6 - 3{,}63}{3{,}63} \right| 100 \cong 0{,}8\%.$$

Оскільки при $[\Delta U] = 4\%$ виконується умова (13) $\Delta U \le [\Delta U]$, можна зробити висновок про те, що кінематичний розрахунок виконаний задовільно.

3 Розрахунки частот, потужностей й обертальних моментів на окремих елементах приводу

➢ Частота обертання вхідного вала коробки швидкостей і встановленої на цьому валу шестірні швидкохідного ступеня дорівнює частоті обертання вала електродвигуна:

$$n_{вх} = n_{z1} = n_{ед} = 1445\ хв^{-1}.$$

➢ Частота обертання проміжного вала коробки швидкостей і закріплених на ньому колеса швидкохідного ступеня й блока шестерень тихохідного ступеня

$$n_{пр} = n_{z2} = n_{z3} = n_{z5} = \frac{n_{z1}}{U_{1-2ст}} = \frac{1445}{1{,}8} \cong 802{,}8\ хв^{-1}.$$

➢ Частоти обертання вихідного (тихохідного) вала коробки швидкостей, ведених коліс тихохідних ступенів 3–4 й 5–6, ведучого шківа пасової передачі дорівнюють:

$$n'_{вих} = n_{z4} = n'_{вч} = \frac{n_{z3}}{U_{3-4ст}} = \frac{802{,}8}{2{,}8} \cong 286{,}7\ хв^{-1};$$

$$n''_{вих} = n_{z6} = n''_{вч} = \frac{n_{z5}}{U_{5-6ст}} = \frac{802{,}8}{2} = 401{,}4\ хв^{-1}.$$

➢ Потужності, що передаються окремими елементами приводу:

$$P_{потр} = 4{,}87\ кВт\ ;$$

$$P_{вх} = P_{потр} = 4{,}87\ кВт\ ;$$

$$P_{z1} = P_{вх}\eta_{пдш} = 4{,}87 \cdot 0{,}99 = 4{,}82\ кВт\ ;$$

$$P_{z2} = P_{z1}\eta_{зач_к} = 4{,}82 \cdot 0.96 = 4{,}63\ кВт\ ;$$

$$P_{z3} = P_{z2}\eta_{пдш} = 4{,}63 \cdot 0{,}99 = 4{,}58\ кВт\ ;$$

$$P_{z4} = P_{z3}\eta_{зач_ц} = 4{,}58 \cdot 0{,}97 = 4{,}44\ кВт;$$

$$P_{z5} = P_{z3} = 4{,}58 кВт\ ;$$

$$P_{z6} = P_{z4} = 4{,}44 кВт\ ;$$

$$P'_{вих} = P''_{вих} = P'_{вч} = P''_{вч} = P_{z4}\eta_{пдш} = 4{,}44 \cdot 0{,}99 \cong 4{,}4\ кВт\ .$$

➢ Обертальні моменти:

$$T_{ед} = T_{потр} = T_{вх} = 9550\frac{P_{потр}}{n_{ед}} = 9550\frac{4{,}87}{1445} \cong 32{,}2\ Нм;$$

$$T_{z1} = 9550\ \frac{P_{z1}}{n_{z1}} = 9550\ \frac{4{,}82}{1445} \cong 31{,}9 Нм\ ;$$

$$T_{z2} = 9550\ \frac{P_{z2}}{n_{z2}} = 9550\ \frac{4{,}63}{802{,}8} \cong 55{,}1 Нм\ ;$$

$$T_{z3} = 9550\ \frac{P_{z3}}{n_{z3}} = 9550\ \frac{4{,}58}{802{,}8} \cong 54{,}5 Нм\ ;$$

$$T_{z4} = 9550\ \frac{P_{z4}}{n_{z4}} = 9550\ \frac{4{,}44}{286{,}7} \cong 147{,}9 Нм\ ;$$

$$T_{z5} = T_{z3} = 54{,}5 Нм\ ;$$

$$T_{z6} = 9550\ \frac{P_{z6}}{n_{z6}} = 9550\ \frac{4{,}44}{401{,}4} \cong 105{,}6 Нм\ ;$$

$$T'_{вих} = T'_{вч} = 9550\frac{P'_{вих}}{n'_{вих}} = 9550\frac{4{,}4}{286{,}7} \cong 146{,}6\ Нм\ ;$$

$$T''_{вих} = T''_{вч} = 9550\frac{P''_{вих}}{n''_{вих}} = 9550\frac{4{,}4}{401{,}4} \cong 104{,}7\ Нм.$$

Результати розрахунків наведені в табл. 15.

Таблиця 15 – Результати кінематичного розрахунку

Параметри	Електро-двигун	Коробка швидкостей						Пасова передача
		I ступінь		II ступінь				
		z_1	z_2	z_3	z_4	z_5	z_6	вч
$n, хв^{-1}$	1445	1445	802,8	802,8	286,7	802,8	401,4	286,7 401,4
$P, кВт$	4,87	4,82	4,63	4,58	4,44	4,58	4,44	4,4
$T, Н \cdot м$	32,2	31,9	55,1	54,5	147,9	54,5	105,6	146,6 104,7
U	□	1,8		2,8		2		1,8

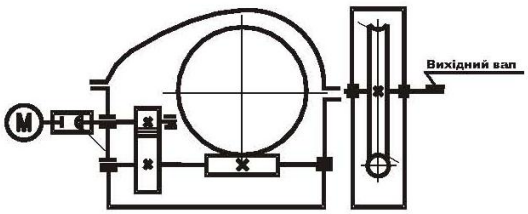
Приклад 3. Виконати кінематичний розрахунок приводу із зубчасто-черв'ячним редуктором за наведеною схемою й вихідними даними (рис. 7).

Міністерство освіти і науки України
Донбаська державна машинобудівна академія
Кафедра «Основи конструювання механізмів і машин»

ЗАВДАННЯ № 84

П. І. Б. студента : ***Сидоров Віктор Федорович***
Група : ***ТМ 04-3***
Дата видачі завдання : ***"___" _____ 200_ р.***
Тема: ***«Розрахувати і спроектувати привід до ножиць»***

Схема механізму:



Режим навантаження:

Частота обертання	Час роботи в годинах з використанням потужності					
	t_1	P_1	t_2	P_2	t_3	P_3
n_1	3000	P	3000	0,7P	4000	0,4P

Виконання передаточного механізму	***горизонтальне***
Положення вихідного вала	***горизонтальне***
Положення черв'яка	***нижнє***
Серійність виробництва	***серійне***
Змінність роботи	***тризмінна***

№	T, Н м	n, $хв^{-1}$	n_e, $хв^{-1}$	Тип передачі або муфти на вхідному валу	S	Тип передачі або муфти на вихідному валу	U	Установити на:
31	400	62	3000	МПВП	0,92	ланцюгова передача	1,8	литій плиті

Строк проектування *з "___" _____ 200_ р.*
по "___" _____ 200_ р.

Керівник проекту _____*/С. Г. Карнаух/*

Рисунок 7 – Приклад завдання на курсовий проект

Загальні зауваження до розрахунку

1 Обертальний момент передається від електродвигуна вхідному валу редуктора через сполучну компенсувальну пружну втулково-пальцеву муфту (МПВП), і частота обертання вхідного вала дорівнює частоті обертання вала електродвигуна.

2 Редуктор двоступінчастий: на першому ступені – пара циліндричних зубчастих коліс (1–2), на другому ступені – черв'як – черв'ячне колесо (3–4).

3 Двоступінчастий зубчасто-черв'ячний редуктор має оптимальну конструкцію, якщо пару циліндричних зубчастих коліс із їх опорами на підшипниках кочення вдається розмістити в корпусі нижче рознімання «корпус – кришка», тобто коли

$$a_{цил} = (0,6...0,8)\cdot a_{черв},$$

де $a_{цил}$ – міжосьова відстань пари циліндричних зубчастих коліс,

$a_{черв}$ – міжосьова відстань черв'ячної пари.

Крім того, великий діаметр веденого елемента (колеса) циліндричної передачі надмірно збільшує ширину корпуса редуктора. Тому передаточне число циліндричної передачі рекомендується призначати в межах

$$U_{1-2} = 1,4...1,8 \quad \text{при} \quad U_{черв} = 8...40 .$$

4 Кінематичний ланцюг привода: електродвигун – передача циліндричними зубчастими колесами – черв'ячна передача, тобто:

$$U_{заг} = U_p = U_{1-2}U_{3-4} ,$$

де U_p – загальне передаточне число редуктора;

U_{1-2} – передаточне число передачі циліндричними колесами;

U_{3-4} – передаточне число черв'ячної передачі.

5 Привід містить 3 вали, частоти обертання яких:

- $n_{ед} = n_{вх}$ – частоти обертання валів електродвигуна й вхідного, частота обертання ведучого елемента циліндричної передачі;
- $n_{пр}$ – частота обертання проміжного вала, веденого елемента циліндричної передачі й черв'яка;
- $n_{вих}$ – частота обертання вихідного вала, черв'ячного колеса й ведучої зірочки ланцюгової передачі.

6 Втрати потужності, що оцінюються ККД, ураховуються в таких вузлах привода: підшипниках вхідного вала, зачепленні пари циліндричних коліс, підшипниках проміжного вала, зачепленні черв'ячної передачі, підшипниках вихідного вала

$$\eta_{прив} = \eta_{пдш}\eta_{цил}\eta_{пдш}\eta_{черв}\eta_{пдш}.$$

1 Вибір електродвигуна

Споживана потужність приводу визначається за формулою (1):

$$P_{потр} = \frac{T_{вих}n_{вих}}{9550\,\eta_{прив}} = \frac{400 \cdot 62}{9550 \cdot 0{,}75} = 3{,}45\ кВт,$$

де $\eta_{прив} = \eta_{пдш}^3\eta_{цил}\eta_{черв} = 0{,}99^3 \cdot 0{,}97 \cdot 0{,}8 \cong 0{,}75$;

$\eta_{пдш} = 0{,}99$ – ККД пари підшипників кочення (див. табл. 6);

$\eta_{цил} = 0{,}97$ – ККД зачеплення пари циліндричних зубчастих коліс при 8…9-й ступенях точності (див. табл. 6).

ККД черв'ячної передачі можна приблизно оцінити за формулою:

$$\eta_{черв} \cong 0{,}9\left(1 - \frac{U_{черв}}{200}\right) = 0{,}9\left(1 - \frac{26{,}8}{200}\right) \cong 0{,}8,$$

де $U_{черв}$ – передаточне відношення черв'ячної передачі. Якщо з рекомендацій прийняти $U_{1-2} = 1{,}8$, а орієнтовне передаточне відношення редуктора $U_р = \frac{n_c}{n_{вих}} = \frac{3000}{62} \cong 48{,}4$, то передаточне відношення черв'ячної передачі можна оцінити як $U_{черв} = \frac{U_р}{U_{1-2}} = \frac{48{,}4}{1{,}8} \cong 26{,}8$. Отримане значення ККД черв'ячної передачі перебуває в рекомендованих межах $\eta_{черв} = 0{,}75...0{,}82$ при кількості заходів черв'яка $z_1 = 2$ (див. табл. 6).

Звичайно вибирається електродвигун із номінальною потужністю трохи більшою, ніж споживана. За споживаною потужністю приводу $P_{потр} = 3{,}45\,кВт$ й синхронною частотою електродвигуна $n_c = 3000\,хв^{-1}$ з табл. 2 вибираємо електродвигун із характеристиками (табл. 16).

Таблиця 16 – Характеристики електродвигуна

Типорозмір електродвигуна	Потужність $P_{ед}, кВт$	Синхронна частота $n_c, хв^{-1}$	Робоча частота $n_{ед}, хв^{-1}$	Відношення максимального моменту до номінального $T_{\max}/T_{ном}$	Діаметр вала електродвигуна $d_в, мм$
4A100S2B3	4	3000	2880	2,2	28

2 Кінематичний розрахунок

Загальне передаточне число приводу дорівнює:

$$U_{заг} = U_p = \frac{n_{ед}}{n_{вих}} = \frac{2880}{62} \cong 46{,}45 .$$

При розподілі загального передаточного числа редуктора на ступені скористаємося рекомендаціями табл. 10 для зубчасто-черв'ячного редуктора, згідно з якими передаточне число тихохідного ступеня визначається залежністю:

$$U_{1-2} = 1{,}4...1{,}8 \text{ при } U_{черв} = 8...40 .$$

Приймається: $U_{1-2ст} = 1{,}8$.

Тоді $U_{черв} = \dfrac{U_p}{U_{1-2}} = \dfrac{46{,}45}{1{,}8} \cong 25{,}8.$

Зі стандартного ряду (див. табл. 10) призначаємо $U_{червст} = 25$.

Фактичне передаточне число редуктора дорівнює:

$$U_ф = U_{1-2ст} U_{червст} = 1{,}8 \cdot 25 = 45.$$

Відсоток похибки фактичного передаточного числа редуктора щодо номінального відповідно до формули (12):

$$\Delta U = \left| \frac{U_ф - U_p}{U_p} \right| 100 = \left| \frac{45 - 46{,}45}{46{,}45} \right| 100 \cong 3{,}1\% .$$

Оскільки при $[\Delta U] = 4\%$ виконується умова (13) $\Delta U \le [\Delta U]$, можна зробити висновок про те, що кінематичний розрахунок виконаний задовільно.

3 Розрахунки частот, потужностей й обертальних моментів на окремих елементах приводу

➢ Частота обертання вхідного вала редуктора й установленої на цьому валу шестірні швидкохідного ступеня дорівнює частоті обертання вала електродвигуна:

$$n_{вх} = n_{ед} = n_{z1} = 2880\ хв^{-1}.$$

➢ Частота обертання проміжного вала редуктора й закріплених на ньому колеса швидкохідного ступеня й черв'яка тихохідного ступеня

$$n_{пр} = n_{z2} = n_{z3} = \frac{n_{z1}}{U_{1-2ст}} = \frac{2880}{1{,}8} = 1600\ хв^{-1}.$$

➢ Частота обертання вихідного (тихохідного) вала двоступінчастого редуктора, веденого черв'ячного колеса тихохідного ступеня й ведучої зірочки ланцюгової передачі дорівнює:

$$n_{вих} = n_{т} = n_{z4} = n_{зр} = \frac{n_{z3}}{U_{червст}} = \frac{1600}{25} = 64\ хв^{-1}.$$

➢ Потужності, що передаються окремими елементами привода:

$$P_{потр} = P_{вх} = 3{,}45 кВт;$$

$$P_{z1} = P_{вх}\eta_{пдш} = 3{,}45 \cdot 0{,}99 = 3{,}42\ кВт;$$

$$P_{z2} = P_{z1}\eta_{зач} = 3{,}42 \cdot 0{,}97 = 3{,}31\ кВт;$$

$$P_{z3} = P_{z2}\eta_{пдш} = 3{,}31 \cdot 0{,}99 = 3{,}28\ кВт;$$

$$P_{z4} = P_{z3}\eta_{зач} = 3{,}28 \cdot 0{,}8 = 2{,}62\ кВт;$$

$$P_{вих} = P_{зр} = P_{z4}\eta_{пдш} = 2{,}62 \cdot 0{,}99 = 2{,}6\ кВт.$$

➢ Обертальні моменти:

$$T_{потр} = T_{вх} = 9550\frac{P_{потр}}{n_{ед}} = 9550\frac{3{,}45}{2880} = 11{,}44\ Нм;$$

$$T_{z1} = 9550\ \frac{P_{z1}}{n_{z1}} = 9550\ \frac{3{,}42}{2880} = 11{,}34\ Нм;$$

$$T_{z2} = 9550\ \frac{P_{z2}}{n_{z2}} = 9550\ \frac{3{,}31}{1600} = 19{,}76\ Нм;$$

$$T_{z3} = 9550\ \frac{P_{z3}}{n_{z3}} = 9550\ \frac{3{,}28}{1600} = 19{,}58\ Нм;$$

$$T_{z4} = 9550\ \frac{P_{z4}}{n_{z4}} = 9550\ \frac{2{,}62}{64} = 391\ Нм;$$

$$T_{вих} = T_{зр} = 9550\ \frac{P_{вих}}{n_{вих}} = 9550\ \frac{2{,}6}{64} = 388\ Н \cdot м.$$

Результати розрахунків наведені в табл. 17.

Таблиця 17 – Результати кінематичного розрахунку

Параметри	Електродвигун	Редуктор				Ланцюгова передача
		I ступінь		II ступінь		
		z_1	z_2	z_3	z_4	
$n, хв^{-1}$	2880	2880	1600	1600	64	64
$P, кВт$	3,45	3,42	3,31	3,28	2,62	2,6
$T, Н \cdot м$	11,44	11,34	19,76	19,58	391	388
U	□	1,8		25		1,8

1.8 Вибір полозків для електродвигуна

Для забезпечення можливості регулювання натягу ременя в пасовій передачі електродвигун установлюється на полозки (рис. 8). Розміри й маси полозків п'яти типорозмірів наведені в табл. 18. У табл. 18 також наведені діаметри й довжини болтів для кріплення електродвигуна до полозків.

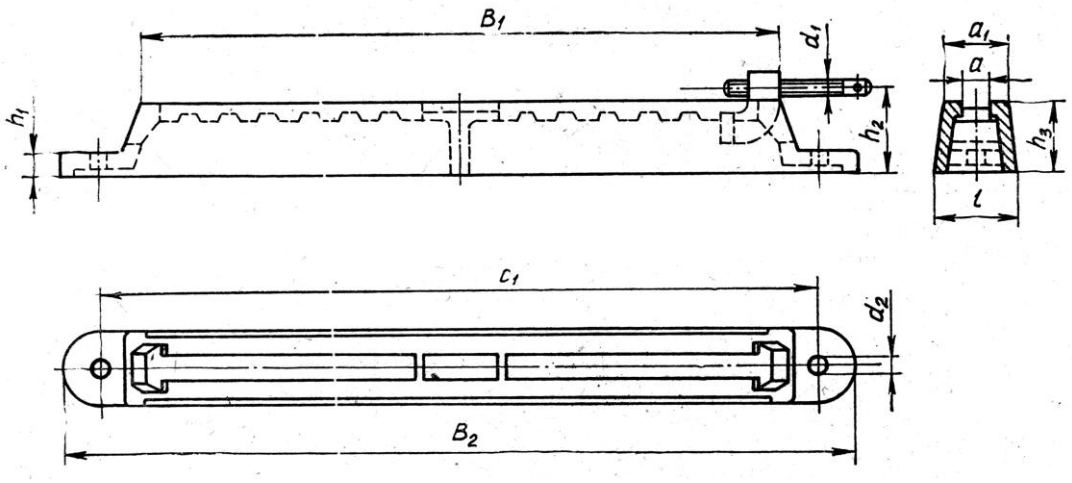


Рисунок 8 – Полозки для електродвигуна

Таблиця 18 – Полозки для електродвигуна

Тип	Розміри, мм											Маса комплекту, кг	Болти для кріплення двигуна $d \times l$, *мм*
	a	a_1	B_1	B_2	C_1	d_1	d_2	h_1	h_2	h_3	l		
С-3	16	38	370	440	410	М12	12	15	44	36	42	3,8	М10×35
С-4	18	45	430	510	470	М12	14	18	55	45	50	5,3	М12×40
С-5	25	65	570	670	620	М16	18	22	67	55	72	12,5	М16х55
С-6	25	65	630	770	720	М16	18	26	74	60	75	17,5	М16×60
С-7	30	90	170	930	870	М20	24	30	88	70	105	31	М20×75

2 ЗУБЧАСТІ ПЕРЕДАЧІ В ЗАКРИТОМУ ВИКОНАННІ

2.1 Теоретичні передумови до розрахунків

Для закритих зубчастих передач можливі такі критерії працездатності:

- втомна контактна міцність зубів;
- втомна міцність зубів при згинанні;
- статична контактна міцність зубів в умовах короткочасних перевантажень;
- статична міцність зубів при згинанні в умовах короткочасних перевантажень.

Із названих критеріїв найбільш імовірним є перший, по якому рекомендується вести проектувальний розрахунок, однак у перевірному розрахунку перевіряється працездатність передачі за всіма перерахованими критеріями.

Контактна міцність зубчастого колеса, за інших рівних умов, залежить тільки від його діаметра, тому з умови контактної міцності можна розрахувати розміри зубчастих коліс або передачі. Міцність при згинанні залежить від модуля.

Для матеріалів, що використовуються при виготовленні зубчастих коліс, міцність зубів при згинанні часто можна забезпечити дуже малими модулями.

Практично маломодульні $(m < 1{,}5 мм)$ зубчасті колеса для силових передач не застосовуються, тому що вони дуже чутливі до спрацювання, дефектів матеріалу, перевантажень. Складно виконувати їх контроль. Тому модуль звичайно не розраховують, а призначають зі стандартного ряду (ГОСТ 9563-60), використовуючи одну з таких рекомендацій.

1 Приблизне значення модуля в передачі сталевими циліндричними колесами: $m \cong (0{,}010...0{,}025)a$ при $HB \le 350$; $m \cong (0{,}0160...0{,}0315)a$ при $HB > 350$, де a – міжосьова відстань передачі.

2 У редукторних передачах незагартованими циліндричними зубчастими колесами $m \cong b/(20...30)$, загартованими циліндричними зубчастими колесами – $m \cong b/(10...20)$. У коробках швидкостей – $m \cong b/(8...15)$, де b – ширина вінця колеса.

3 Бажано, щоб модуль забезпечував кількість зубів шестірні не нижче, ніж мінімально можливе, з умови відсутності підрізання. При коефіцієнті коригування $x = 0$ для прямозубих циліндричних коліс $z_{\min прям} = 17$.

Для косозубих – $z_{\min кос}=z_{\min прям}\cos^3\beta$, для прямозубих конічних – $z_{\min кон}=z_{\min прям}\cos\delta$, для косозубих конічних і коліс із круговими зубами – $z_{\min кон}=z_{\min прям}\cos\delta\cdot\cos^3\beta$, де β – кут нахилу зуба, а δ – напівкут при вершині початкового конуса.

Краще мати на шестірні кількість зубів на 3...5 більше від мінімально можливого значення.

4 У передачі прямозубими циліндричними зубчастими колесами призначений модуль повинен забезпечувати умову:

$$(z_1+z_2)=\frac{2a}{m} \text{ – ціле число,}$$

у передачі косозубими –

$$(z_1+z_2)=\frac{2a\cos\beta}{m} \text{ – ціле число.}$$

Після округлення кількості зубів до цілого числа уточнюється кут β.

У випадку незадовільного результату перевірного розрахунку на міцність при згинанні модуль повинен бути збільшений.

5 При міжосьовій відстані, призначеній із умови контактної міцності зубів, і модулі, призначеному за рекомендаціями попереднього пункту, кількості зубів визначаються розрахунком:

$$z_1=\frac{z_1+z_2}{U\pm1} \text{ – з округленням до найближчого цілого числа;}$$

$$z_2=(z_1+z_2)-z_1.$$

Фактичне передаточне число $U_ф=z_2/z_1$ може виявитися відмінним від заданого, але відсоток помилки не повинен перевищувати 2,5% при $U\le4{,}5$ й 4% – при $U>4{,}5$.

6 Розрахунки циліндричних зубчастих передач на втомну контактну міцність ґрунтуються на такій умові:

$$\sigma_H=Z_HZ_MZ_\varepsilon\sqrt{\frac{F_tK_H(U\pm1)}{d_1b_\omega U}}=Z_HZ_MZ_\varepsilon\frac{1}{d_1}\sqrt{\frac{2000T_1K_H(U\pm1)}{b_\omega U}}=$$

$$=Z_HZ_MZ_\varepsilon\frac{1}{d_2}\sqrt{\frac{2000T_2K_H(U\pm1)}{b_\omega}}=Z_HZ_MZ_\varepsilon\frac{1}{d_1}\sqrt{\frac{2\cdot9{,}55\cdot10^6P_1K_H(U\pm1)}{n_1b_\omega U}}= \quad (14)$$

$$=Z_HZ_MZ_\varepsilon\frac{1}{d_2}\sqrt{\frac{2\cdot9{,}55\cdot10^6P_2K_H(U\pm1)}{n_2b_\omega}}\le[\sigma]_H.$$

Заміняючи $d_1 = \frac{2a}{U \pm 1}$; $b_\omega = \psi_{ba} a$; $T_1 = \frac{T_2}{U}$ і вирішуючи щодо міжосьової відстані, можна одержати:

$$a \geq K_a (U \pm 1) \sqrt[3]{\frac{T_1 K_H}{U \psi_{ba} [\sigma]_H^2}} = K_a (U \pm 1) \sqrt[3]{\frac{T_2 K_H}{U^2 \psi_{ba} [\sigma]_H^2}} =$$

$$= K_{ap} (U \pm 1) \sqrt[3]{\frac{P_1 K_H}{n_1 U \psi_{ba} [\sigma]_H^2}} = K_{ap} (U \pm 1) \sqrt[3]{\frac{P_2 K_H}{n_2 U^2 \psi_{ba} [\sigma]_H^2}}, \quad (15)$$

де $Z_H = \sqrt{\frac{2\cos\beta}{\sin 2\alpha}}$ – коефіцієнт, що враховує форму сполучених поверхонь зубів:

для прямозубих коліс при $\alpha = 20°$ $Z_H \cong 1{,}77$,

для косозубих – при $\alpha = 20°$; $\beta = 8...16°$; $Z_H \cong 1{,}74...1{,}71$,

для шевронних – при $\alpha = 20°$; $\beta = 25...40°$; $Z_H \cong 1{,}7...1{,}6$;

$Z_M = \sqrt{\frac{2E_1E_2}{\pi(1-\nu^2)(E_1+E_2)}}$ – коефіцієнт, що враховує механічні властивості матеріалів сполучених зубчастих коліс;

при модулях пружності: сталі – $E \cong 2{,}15 \cdot 10^5$ *МПа*; чавуну – $E \cong 0{,}8 \cdot 10^5$ *МПа*; коефіцієнті Пуассона $\nu \cong 0{,}3$ – чисельні значення Z_M наведено в табл. 19;

Таблиця 19 – Значення Z_M

Сполучення матеріалів	Z_M, $МПа^{1/2}$
Сталь-сталь	275
Сталь-чавун	200

$Z_\varepsilon = \sqrt{1/K_\varepsilon}$ – коефіцієнт, що враховує сумарну довжину контактних ліній, де $K_\varepsilon = \varepsilon_\alpha$, $Z_\varepsilon = \sqrt{1/\varepsilon_\alpha}$, де ε_α – торцевий коефіцієнт перекриття:

$$\varepsilon_\alpha \cong \left[1{,}88 - 3{,}2\left(\frac{1}{z_1} \pm \frac{1}{z_2}\right)\right]\cos\beta, \quad (16)$$

наближені значення Z_ε:

для прямозубих коліс – $Z_\varepsilon \cong 0{,}9$,

для косозубих і шевронних коліс – $Z_\varepsilon \cong 0{,}8$;

$K_a = 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{Z_H^2 Z_M^2 Z_\varepsilon^2}{2}}$ – середній сумарний коефіцієнт при розрахунках міжосьової відстані з використанням моменту;

$K_{ap} = 100 \cdot \sqrt[3]{9{,}55 \frac{Z_H^2 Z_M^2 Z_\varepsilon^2}{2}}$ – середній сумарний коефіцієнт при розрахунках міжосьової відстані з використанням потужності.

Значення коефіцієнтів K_a, K_{ap} представлені в табл. 20.

Таблиця 20 – Значення середніх сумарних коефіцієнтів K_a, K_{ap}

Сполучення матеріалів	Вид передачі	K_a, $МПа^{1/3}$	K_{ap}, $МПа^{1/3}$
Сталь-сталь	Прямозуба	460	$9{,}75 \cdot 10^3$
	Косозуба	420	$8{,}9 \cdot 10^3$
	Шевронна	410	$8{,}7 \cdot 10^3$
Сталь-чавун	Прямозуба	370	$7{,}85 \cdot 10^3$
	Косозуба	335	$7{,}1 \cdot 10^3$
	Шевронна	325	$6{,}9 \cdot 10^3$

7 З аналізу коефіцієнтів, наведених у табл. 20, виходить, що для орієнтовного розрахунку зубчастих передач косозубими й шевронними зубчастими колесами можуть бути використані формули для розрахунку передач прямозубими колесами в припущенні, що навантажувальна здатність останніх у середньому в 1,4 рази вища, ніж прямозубих.

Підвищена навантажувальна здатність косозубих і шевронних зубчастих коліс пов'язана з торцевим перекриттям зубів (можливістю ввести в зачеплення два й більше зубів), незначним коливанням сумарної довжини контактних ліній і рядом інших особливостей зачеплення. Наведена рекомендація справедлива при звичайно прийнятих кутах нахилу зуба (косозубі – $\beta = 8...20°$; шевронні – $\beta = 25...40°$) і торцевому перекритті хоча б однієї пари зубів, тобто виконанні умови:

$$b \geq \frac{4m_n}{\sin\beta},$$

де m_n – модуль у нормальному перерізі зуба.

8 Передачі шевронними зубчастими колесами при розрахунку можна розглядати як дві паралельно працюючі косозубі передачі й вести розрахунок у припущенні, що кожен напівшеврон передає половину загального навантаження.

Розраховуючи шевронні передачі за методом напівшевронів, не слід забувати, що загальна ширина шевронного колеса більш ніж в 2 рази ширша напівшеврона (за рахунок канавки між напівшевронами для виходу різального інструменту).

$$\sigma_H = Z_H Z_M Z_\varepsilon \sqrt{\frac{F_t K_H (U \pm 1)}{2 d_1 b_\omega U}} = Z_H Z_M Z_\varepsilon \frac{1}{d_1} \sqrt{\frac{2000 T_1 K_H (U \pm 1)}{2 b_\omega U}} =$$
$$= Z_H Z_M Z_\varepsilon \frac{1}{d_2} \sqrt{\frac{2000 T_2 K_H (U \pm 1)}{2 b_\omega}} = Z_H Z_M Z_\varepsilon \frac{1}{d_1} \sqrt{\frac{2 \cdot 9{,}55 \cdot 10^6 P_1 K_H (U \pm 1)}{2 n_1 b_\omega U}} = \quad (17)$$
$$= Z_H Z_M Z_\varepsilon \frac{1}{d_2} \sqrt{\frac{2 \cdot 9{,}55 \cdot 10^6 P_2 K_H (U \pm 1)}{2 n_2 b_\omega}} \le [\sigma]_H .$$

$$a \ge K_a (U \pm 1) \sqrt[3]{\frac{T_1 K_H}{2 U \psi_{ba} [\sigma]_H^2}} = K_a (U \pm 1) \sqrt[3]{\frac{T_2 K_H}{2 U^2 \psi_{ba} [\sigma]_H^2}} +$$
$$= K_{ap} (U \pm 1) \sqrt[3]{\frac{P_1 K_H}{2 n_1 U \psi_{ba} [\sigma]_H^2}} = K_{ap} (U \pm 1) \sqrt[3]{\frac{P_2 K_H}{2 n_2 U^2 \psi_{ba} [\sigma]_H^2}} . \quad (18)$$

9 Розрахунок конічних зубчастих передач на контактну міцність ґрунтується на такій умові:

$$\sigma_H = Z_H Z_M Z_\varepsilon \sqrt{\frac{F_t K_H \sqrt{U^2 + 1}}{d_{e1} b_\omega U K_p}} = Z_H Z_M Z_\varepsilon \frac{1}{d_{e1}} \sqrt{\frac{2000 T_1 K_H \sqrt{U^2 + 1}}{b_\omega U K_p}} =$$
$$= Z_H Z_M Z_\varepsilon \frac{1}{d_{e2}} \sqrt{\frac{2000 T_2 K_H \sqrt{U^2 + 1}}{b_\omega K_p}} = Z_H Z_M Z_\varepsilon \frac{1}{d_{e1}} \sqrt{\frac{2 \cdot 9{,}55 \cdot 10^6 P_1 K_H \sqrt{U^2 + 1}}{n_1 b_\omega U K_p}} = \quad (19)$$
$$= Z_H Z_M Z_\varepsilon \frac{1}{d_{e2}} \sqrt{\frac{2 \cdot 9{,}55 \cdot 10^6 P_2 K_H \sqrt{U^2 + 1}}{n_2 b_\omega K_p}} \le [\sigma]_H .$$

$$K_p = 1 - \frac{b}{R_e} = 1 - K_{be} .$$

Якщо прийняти $b_\omega = K_{be} R_e = 0{,}285 R_e$, а коефіцієнт $K_p = 1 - K_{be} = 1 - 0{,}285 = 0{,}715$, можна одержати:

$$d_{e2} \ge K_{d2} \sqrt[3]{\frac{T_2 K_H U}{[\sigma]_H^2}} = K_{d2p} \sqrt[3]{\frac{P_2 K_H U}{n_2 [\sigma]_H^2}} , \quad (20)$$

де $K_{d2} = \sqrt[3]{2000 Z_H^2 Z_M^2 Z_\varepsilon^2}$ (табл. 21);

$K_{d2p} = \sqrt[3]{2 \cdot 9{,}55 \cdot 10^6 Z_H^2 Z_M^2 Z_\varepsilon^2}$ (см. табл. 21).

Таблиця 21 – Значення K_{d_2}, K_{d_2p}

Сполучення матеріалів	Вид передачі	$K_{d_2}, МПа^{1/3}$	$K_{d_2p}, МПа^{1/3}$
Сталь-сталь	Прямозуба	1550	$33 \cdot 10^3$
	Косозуба	1420	$30 \cdot 10^3$
Сталь-чавун	Прямозуба	1260	$27 \cdot 10^3$
	Косозуба	1150	$24{,}5 \cdot 10^3$

Ряд авторів, посилаючись на дослідні дані, рекомендують при використанні написаних теоретичних формул завищувати розрахункове навантаження в середньому на 15% $(\nu = 0{,}85)$.

10 Із аналізу коефіцієнтів, наведених у табл. 21, виходить, що для орієнтовних розрахунків конічних косозубих передач можуть бути використані формули для розрахунків передач прямозубими зубчастими колесами в припущенні, що навантажувальна здатність останніх у середньому в 1,4 рази вища, ніж прямозубих.

11 Розрахунки прямозубих циліндричних зубчастих передач на міцність при згинанні ґрунтуються на такій умові:

$$\sigma_F = Y_F \frac{F_t K_F}{bm} = Y_{F_1} \frac{2000\, T_1 K_F}{d_{e1} bm} = Y_{F_2} \frac{2000\, T_2 K_F}{d_{e2} bm} \le [\sigma]_F . \qquad (21)$$

Розрахунки косозубих циліндричних передач – на такій умові:

$$\sigma_F = Y_F Y_\beta \frac{F_t K_F}{bm_n} = Y_{F_1} Y_\beta \frac{2000\, T_1 K_F}{d_1 bm_n} = Y_{F_2} Y_\beta \frac{2000\, T_2 K_F}{d_2 bm_n} \le [\sigma]_F . \qquad (22)$$

Розрахунки шевронних циліндричних передач – на такій умові:

$$\sigma_F = Y_F Y_\beta \frac{F_t K_F}{2\, b\, m_n} = Y_{F_1} Y_\beta \frac{2000 T_1 K_F}{2\, d_1 bm_n} = Y_{F_2} Y_\beta \frac{2000 T_2 K_F}{2\, d_2 bm_n} \le [\sigma]_F . \qquad (23)$$

Розрахунки прямозубих конічних передач – на такій умові:

$$\sigma_F = Y_F \frac{F_t K_F}{bmK_p} = Y_{F_1} \frac{2000\, T_1 K_F}{d_{e1} bmK_p} = Y_{F_2} \frac{2000\, T_2 K_F}{d_{e2} bmK_p} \le [\sigma]_F . \qquad (24)$$

Розрахунки косозубих конічних передач – на такій умові:

$$\sigma_F = Y_F Y_\beta \frac{F_t K_F}{bm_n K_p} = Y_{F_1} Y_\beta \frac{2000\, T_1 K_F}{d_{e1} bm_n K_p} = Y_{F_2} Y_\beta \frac{2000\, T_2 K_F}{d_{e2} bm_n K_p} \le [\sigma]_F , \qquad (25)$$

де Y_F – безрозмірний коефіцієнт, величина якого залежить від форми зуба (ширини основи, фактичної висоти головки, ніжки зуба, фактичного кута зачеплення, форми галтелі).

Значення цього коефіцієнта для зубчастих коліс зовнішнього зачеплення дає табл. 22 (вибірка з ГОСТ 21354-87).

Вибір Y_F для косозубих циліндричних зубчастих коліс виконується за еквівалентним кількості зубів $z_E = \dfrac{z}{\cos^3 \beta}$; для прямозубих конічних – $z_E = \dfrac{z}{\cos\delta}$; для косозубих конічних – $z_E = \dfrac{z}{\cos\delta \cos^3 \beta}$.

Y_β – коефіцієнт, що враховує нахил зуба.

З достатньою для практичних розрахунків точністю можна приймати:

$$Y_\beta = \left(1 - \frac{\beta^\circ}{140}\right).$$

Таблиця 22 – Значення коефіцієнта Y_F

z або z_E	Коефіцієнт зміщення x								
	-0,5	-0,4	-0,25	-0,16	0	+0,16	+0,25	+0,4	+0,5
12	-	-	-	-	-	-	-	3,58	3,47
14	-	-	-	-	-	4,04	4,00	3,55	3,42
17	-	-	-	-	4,28	4,02	3,78	3,54	3,40
20	-	-	-	4,40	4,09	3,83	3,64	3,50	3,39
25	-	-	4,30	4,14	3,90	3,72	3,62	3,47	3,40
30	4,6	4,3	4,05	3,95	3,80	3,67	3,6	3,48	3,45
40	4,14	4,02	3,88	3,81	3,70	3,61	3,57	3,48	3,42
50	3,96	3,88	3,78	3,73	3,65	3,58	3,54	3,49	3,44
60	3,83	3,80	3,73	3,70	3,62	3,60	3,55	3,53	3,49
80	3,73	3,70	3,66	3,63	3,61	3,55	3,54	3,51	3,50
100 і більше	3,68	3,66	3,62	3,61	3,60	3,56	3,56	3,55	3,52

Заміняючи $d = mz$, $b = d\psi_{bd_1}$, $d_1 = \dfrac{2a}{U \pm 1}$, можна одержати:

для прямозубих циліндричних зубчастих коліс –

$$m \geq \sqrt[3]{Y_{F1} \frac{2000 T_1 K_F}{z_1^2 \psi_{bd_1} [\sigma]_F}} = Y_{F1} Y_\beta \frac{1000 T_1 K_F (U \pm 1)}{ab[\sigma]_F}; \qquad (26)$$

для косозубих зубчастих коліс –

$$m_n \geq \sqrt[3]{Y_{F1} Y_\beta \frac{2000 T_1 K_F}{z_1^2 \psi_{bd_1} [\sigma]_F}} = Y_{F1} Y_\beta \frac{1000 T_1 K_F (U \pm 1)}{ab[\sigma]_F}; \qquad (27)$$

для шевронних зубчастих коліс –

$$m_n \geq \sqrt[3]{Y_{F1} Y_\beta \frac{2000 T_1 K_F}{2 z_1^2 \psi_{bd_1} [\sigma]_F}} = Y_{F1} Y_\beta \frac{1000 T_1 K_F (U \pm 1)}{2ab[\sigma]_F}; \qquad (28)$$

для конічних прямозубих зубчастих коліс –

$$m \geq \sqrt[3]{Y_{F2} \frac{2000 T_2 K_F}{z_2^2 \psi_{bd_2} K_p [\sigma]_F}} = Y_{F_2} \frac{2000 T_2 K_F}{d_{e2} b K_p [\sigma]_F}; \qquad (29)$$

для конічних косозубих зубчастих коліс –

$$m \geq \sqrt[3]{Y_{F2} Y_\beta \frac{2000 T_2 K_F}{z_2^2 \psi_{bd_2} K_p [\sigma]_F}} = Y_{F2} Y_\beta \frac{2000 T_2 K_F}{d_{e2} b K_p [\sigma]_F}. \qquad (30)$$

Розрахунки зубчастих передач на міцність (при згинанні й контактну) при дії короткочасного максимального навантаження ґрунтуються на такій умові:

$$\sigma_{H\max} = \sigma_H \sqrt{K_{пер}}; \qquad \sigma_{F\max} = \sigma_F K_{пер}, \qquad (31)$$

де $K_{пер}$ – коефіцієнт перевантаження, визначається або навантажувальною здатністю електродвигуна:

$$K_{пер} = \frac{T_{\max}}{T_{ном}} \frac{P_{ед}}{P_{потр}}, \qquad (32)$$

або за наявності в конструкції приводу запобіжної ланки, наприклад фрикційної муфти (зчіпної або запобіжної) – коефіцієнтом запасу зчеплення $K_{пер} = \beta$, що зазначений у вихідних даних на проектування.

Розрахунки виконуються для шестірні й колеса роздільно або тільки для одного із зубчастих коліс пари, якщо наперед відомий «слабкий» елемент.

12 Особливості розрахунку передач, зубчасті колеса яких нарізані зі зміщенням інструмента.

Варто розрізняти два типи передач зі зміщенням.

Шестірня виготовлена з додатним зміщенням $x_1 > 0$, колесо – з від'ємним $x_2 < 0$, але так, що $|x_1| = |x_2|$, або $x_\Sigma = x_1 + x_2 = 0$.

Оскільки в цьому випадку початкові кола збігаються з ділильними й кут зачеплення не змінюється, розрахунок на контактну міцність виконується так само, як для передач без зміщення. Зміна форми зуба враховуєть-

ся тільки в розрахунках на міцність при згинанні вибором коефіцієнта Y_F з урахуванням величини зміщення (див. табл. 22).

Сумарне зміщення $x_\Sigma = x_1 + x_2 \neq 0$. У цьому випадку початкові кола не збігаються з ділильними й кут зачеплення α_ω відмінний від $\alpha = 20°$.

При виконанні розрахунків на контактну міцність у відповідних формулах під міжосьовою відстанню варто розуміти початкову міжосьову відстань a_ω, під діаметрами зубчастих коліс – початкові діаметри d_{ω_1}, d_{ω_2}:

$$d_{\omega 1} = \frac{2a_\omega}{U+1};\ d_{\omega_2} = 2a_\omega - d_{\omega_1};\ a_\omega = \frac{d_{\omega 1} + d_{\omega 2}}{2}.$$

Коефіцієнт Z_H необхідно розраховувати з урахуванням дійсного кута зачеплення α_ω.

Призначений модуль повинен відповідати умові:

$$m = \frac{a_\omega}{0{,}5z_\Sigma + x_\Sigma - \Delta y},$$

де $z_\Sigma = z_1 + z_2$; $x_\Sigma = x_1 + x_2$; Δy – коефіцієнт вирівнювального зміщення за ГОСТ 16532-70 (при $x_\Sigma = 0$ $\Delta y = 0$).

У розрахунках на міцність при згинанні коефіцієнт Y_F вибирається з урахуванням величини зміщення.

У зубчастих колесах, нарізаних зі зміщенням, діаметр вершин зубів розраховуємо за формулою:

$$d_a = m[z + 2(1 + x - \Delta y)].$$

13 У зачепленні прямозубих циліндричних зубчастих коліс виникають дві сили – колова F_t й радіальна F_r:

$$F_{t_1} = -F_{t_2} = \frac{2000T}{d} = \frac{1000P}{V};\ F_{r_1} = -F_{r_2} = F_t tg\alpha = F_t tg20°.$$

У зачепленні косозубих циліндричних зубчастих коліс – три сили: колова F_t, радіальна F_r й осьова F_a:

$$F_{t_1} = -F_{t_2} = \frac{2000T}{d} = \frac{1000P}{V};\ F_{r_1} = -F_{r_2} = F_t \frac{tg\alpha}{\cos\beta};\ F_{a_1} = -F_{a_2} = F_t tg\beta.$$

14 У зачепленні прямозубих конічних зубчастих коліс – три сили: колова F_t, радіальна F_r й осьова F_a.

Колова сила на середньому діаметрі:

$$F_{t_1 m} = -F_{t_2 m} = \frac{2000T}{d_m} = \frac{1000P}{V_m},$$

де d_m, V_m – середній діаметр й колова швидкість на середньому діаметрі конічного колеса.

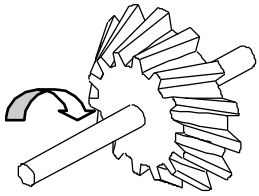
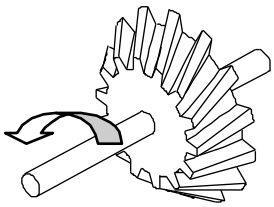
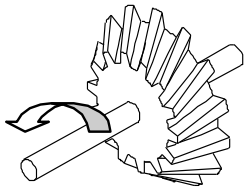
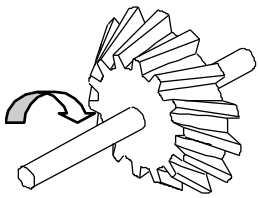
$$F_{r_2} = -F_{a_1} = F_{tm} tg\alpha \sin\delta_1;\ F_{a_2} = -F_{r_1} = F_{tm}\, tg\alpha \cos\delta_2 .$$

Осьова сила завжди спрямована до основи конуса. У зачепленні косозубих конічних і конічних із круговим зубом зубчастих коліс теж виникають три сили: колова F_t, радіальна F_r й осьова F_a, причому напрямок двох останніх залежить від напрямку зуба й напрямку обертання зубчастого колеса:

$$F_{t_1 m} = -F_{t_2 m} = \frac{2T}{d_m} = \frac{1000\,P}{V_m};\ F_{a_1} = F_{tm}\gamma_a;\ F_{a_2} = -F_{r_1};\ F_{r_1} = F_{tm}\gamma_r;\ F_{r_2} = -F_{a_1} .$$

Формули для визначення коефіцієнтів γ_a і γ_r наведено в табл. 23.

Таблиця 23 – Сили в зачепленні конічних передач

Схема шестірні		γ_a	γ_r
	Напрямок зуба правий, обертання за годинниковою стрілкою	$\frac{1}{\cos\beta}(tg\alpha \sin\delta_1 - \sin\beta\cos\delta_1)$ при $\beta_{ср} = 35°$ $0{,}44\sin\delta_1 + 0{,}7\cos\delta_1$	$\frac{1}{\cos\beta}(tg\alpha \cos\delta_1 - \sin\beta\cos\delta_1)$ при $\beta_{ср} = 35°$ $0{,}44\cos\delta_1 + 0{,}7\sin\delta_1$
	Напрямок зуба лівий, обертання проти годинникової стрілки		
	Напрямок зуба правий, обертання проти годинникової стрілки	$\frac{1}{\cos\beta}(tg\alpha \sin\delta_1 - \sin\beta\cos\delta_1)$ при $\beta_{ср} = 35°$ $0{,}44\sin\delta_1 + 0{,}7\cos\delta_1$	$\frac{1}{\cos\beta}(tg\alpha \cos\delta_1 - \sin\beta\sin\delta_1)$ при $\beta_{ср} = 35°$ $0{,}44\cos\delta_1 + 0{,}7\sin\delta_1$
	Напрямок зуба лівий, обертання за годинниковою стрілкою		

Напрямок зуба шестірні в передачі варто вибирати таким, щоб сила F_{a_1} була спрямована до основи конуса, що відповідає умові: напрямок обертання шестірні (з боку вершини ділильного конуса) повинен бути таким же, як напрямок її зуба. Напрямок зуба сполученого колеса зворотний напрямку зуба шестірні.

2.2 Рекомендований порядок розрахунку передач у закритому виконанні

2.2.1 Передачі циліндричними зубчастими колесами

2.2.1.1 Вихідні дані

Для виконання розрахунку передачі необхідно мати такі дані: $P_1, кВт$; $n_1, хв^{-1}$ ($P_2, кВт$, $n_2, хв^{-1}$) або $T_1, H \cdot м$ ($T_2, H \cdot м$), U, режим навантаження (див. результати кінематичного розрахунку й дані бланка завдання).

Режим навантаження передачі пов'язаний із експлуатаційними особливостями машини, яку обслуговує привід. Він включає такі відомості: загальний термін служби $t_{час}$, що розбитий на складові t_1, t_2, $t_3 \ldots$ за принципом приблизно однакового навантаження; величину навантаження в межах кожної складової P_1, P_2, $P_3 \ldots$; частоту обертання n_1, n_2, $n_3 \ldots$ Дані повинні дозволяти розраховувати кількість циклів змін напружень у зубі зубчастого колеса на кожному окремому режимі навантаження.

2.2.1.2 Проектувальний розрахунок

Рекомендується вести в такій послідовності:

1 Призначити матеріали зубчастих коліс пари, розрахувати контактні допустимі напруження.

Основним матеріалом для виготовлення зубчастих коліс є сталь, а спосіб одержання заготовки – кування, штампування. Сталеве литво має знижену міцність і використовується для коліс особливо великих розмірів.

Чавун застосовують для виготовлення великогабаритних тихохідних коліс. Із пластмас (текстоліт, поліаміди) звичайно виготовляється одне з коліс пари в малонавантажених і кінематичних передачах із метою забезпечити безшумну роботу.

Оскільки контактна міцність зубів залежить, в основному, від поверхневої твердості, усе більш широке розповсюдження одержують усілякі

методи термічної й термохімічної обробки сталевих зубчастих коліс: термічне поліпшення, гартування, цементація, азотування й ін.

Термічна й термохімічна обробка дозволяє істотно зменшити габарити передачі, однак вимагає спеціального устаткування, тому одержала поширення в машинах серійного й масового виробництва. У машинах індивідуального й малосерійного виробництва застосовується обмежено.

З метою створення відносної рівноміцності шестірні й колеса, а також спрямованого стирання, рекомендується вибирати матеріал або термообробку шестірні так, щоб твердість її була на 30...35 одиниць HB більшою від твердості сполученого колеса. З похилим розташуванням контактної лінії пов'язана *доцільність виготовлення косозубої шестірні з матеріалу, значно більш міцного (високотвердого), ніж у колеса.* Тому для косозубих і шевронних передач твердість шестірні варто приймати більшою від твердості колеса не менше ніж на 70 одиниць HB. Це пояснюється так: ніжки зубів мають меншу стійкість проти викришування, ніж головки, тому що в них спостерігається несприятливе сполучення напрямків ковзання й перекочування зубів. Отже, ніжка зуба колеса, що працює з головкою зуба шестірні, почне викришуватися в першу чергу. Внаслідок нахилу контактної лінії, навантаження (повністю або частково) передається на головку зуба колеса, що працює з ніжкою зуба шестірні. Додаткове навантаження ніжки зуба шестірні не небезпечне, тому що вона виготовлена з більш твердого матеріалу. Застосування твердої шестірні дозволяє додатково підвищити навантажувальну здатність косозубих передач на 25–30%.

У табл. 24 наведено матеріали, що найчастіше використовують для виготовлення зубчастих коліс відносно невеликих розмірів, і деякі їхні характеристики. У табл. 25 наведено рекомендації до вибору варіантів матеріалів шестірні й колеса.

Користуючись даними табл. 24, варто мати на увазі, що можливість одержання тієї або іншої твердості заготовки (зубчастого колеса) при термічній обробці залежить від її розміру або форми. Найбільшу твердість можна одержати тільки при малих діаметрах (до 100…120 мм) або малих товщинах перерізів (до 40...60 мм). При модулі зубчастих коліс $m < 3(5)$ *мм* поверхневе гартування СВЧ забезпечує прогартовування зубів наскрізь.

Чисельні значення границь текучості й міцності, що зазначені в табл. 24, варто розглядати як деякі середні. За відсутності більш точних даних, у практиці іноді користуються такими наближеними розрахунками:

вуглецеві сталі:

- нормалізація – $HB \approx 0{,}285\sigma_B$; $\sigma_T \approx 0{,}55\sigma_B$,

- поліпшення – $HB \approx 0{,}285\sigma_B$; $\sigma_T \approx 0{,}6\sigma_B$;

леговані сталі:

- поліпшення – $HB \approx 0{,}285\sigma_B$; $\sigma_T \approx 0{,}8\sigma_B$,
- допустимі контактні напруження для циліндричних передач визначають за формулою:

$$[\sigma]_H = \frac{\sigma_{H\lim b}}{S_H} K_{HL} z_R z_v K_L K_{xH},$$

де $\sigma_{H\lim b}$ – границя контактної витривалості, що відповідає базовій кількості циклів N_{HO}; S_H – коефіцієнт безпеки; K_{HL} – коефіцієнт довговічності; z_R – коефіцієнт, що враховує шорсткість сполучених поверхонь; z_v – коефіцієнт, що враховує вплив колової швидкості; K_L – коефіцієнт, що враховує вплив змащення; K_{xH} – коефіцієнт, що враховує вплив розміру колеса.

При однаковій твердості зубів шестірні й колеса розрахунок ведеться по шестірні.

Для прямозубих і косозубих передач із твердістю зубів $H > 350HB$ за допустиме розрахункове напруження $[\sigma]_{H\,розр}$ приймається менше з двох допустимих напружень, визначених за матеріалами шестірні $[\sigma]_{H_1}$ і колеса $[\sigma]_{H_2}$.

Для косозубих і шевронних зубчастих коліс, а також конічних коліс із непрямими зубами, якщо твердість зубів хоча б одного колеса $H < 350HB$, за розрахункове допустиме напруження беруть

$$[\sigma]_{H\,розр} = 0{,}45([\sigma]_{H1} + [\sigma]_{H2}) \geq [\sigma]_{H\min},$$

де $[\sigma]_{H\min}$ – менше з двох: $[\sigma]_{H1}$ і $[\sigma]_{H2}$.

При цьому $[\sigma]_{H\,розр} \leq 1{,}25[\sigma]_{H\min}$ – для циліндричних косозубих коліс і $[\sigma]_{H\,розр} \leq 1{,}15[\sigma]_{H\min}$ – для конічних коліс із непрямими зубами.

Границю контактної витривалості, що відповідає базовій кількості циклів навантаження, приблизно можна розрахувати за такими емпіричними формулами (табл. 26).

Таблиця 24 – Деякі матеріали для виготовлення зубчастих коліс і їхні характеристики

Марка сталі	Вид заготовки	Максимальні розміри заготовки, мм		Термообробка	Твердість зубів		Границя	
		діаметр шестерні	ширина колеса		серцевини	поверхні	міцності σ_B,МПа	текучості σ_T,МПа
40Л	Литво	–	–	Нормалізація	163...207 HB	163...207 HB	550	320
45	Поковка	125	80	Поліпшення	235...262 HB	235...262 HB	780	540
		80	50	Поліпшення	269...302 HB	269...302 HB	890	650
40X	Поковка	280	125	Поліпшення	235...262 HB	235...262 HB	790	640
		125	80	Поліпшення	269...302 HB	269...302 HB	900	750
		125	80	Поліпшення і гартування СВЧ	269...302 HB	45...50 HRC	900	750
40XH	Поковка	320	200	Поліпшення	235...262 HB	235...262 HB	800	630
35XM	Поковка	200	125	Поліпшення	269...302 HB	269...302 HB	920	750
		200	125	Поліпшення і гартування СВЧ	269...302 HB	48...53 HRC	920	750
40XHMA	Поковка	125	80	Поліпшення і азотування	269...302 HB	50...56 HRC	980	780
20X	Поковка	200	125	Поліпшення і цементація	300...400 HB	56...63 HRC	1000	800
20XHM	Поковка	200	125	Поліпшення і цементація	300...400 HB	56...63 HRC	1000	800

Таблиця 25 – Рекомендації до вибору матеріалів для шестірні й колеса

Варіанти	Шестірня			Колесо		
	Марка сталі	Термо-обробка	Твер-дість	Марка сталі	Термо-обробка	Твер-дість
1	40Х,45, 40ХН	Поліпшення	269... 302 НВ	40Х,45, 40ХН	Поліпшення	235... 262 НВ
2	40Х, 40ХН, 35ХМ	Поліпшення й гартування СВЧ	40...53 HRC	40Х, 40ХН, 35ХМ	Поліпшення	269... 302 НВ
3	40Х, 40ХН, 35ХМ	Поліпшення й гартування СВЧ	45...53 HRC	40Х, 40ХН, 35ХМ	Поліпшення й гартування СВЧ	45...53 HRC
4	20Х, 20ХНМ	Поліпшення, цементація, гартування	57...63 HRC	40Х, 40ХН, 35ХМ	Поліпшення й гартування СВЧ	45...53 HRC
5	20Х, 20ХНМ	Поліпшення, цементація, гартування	57...63 HRC	20Х, 20ХНМ	Поліпшення, цементація, гартування	57...63 HRC

Таблиця 26 – Границі контактної витривалості зубів

Спосіб обробки зубів	Твердість поверхні	Сталі	Значення $\sigma_{H\lim b}$, МПа
Відпал, нормалізація, поліпшення Об'ємне гартування Поверхневе гартування	H ≤ 350 НВ 38...50…50 HRC 50...55 HRC	Сталі вуглецеві й леговані	$2H_{HB} + 70$ $18H_{HRC} + 150$ $17H_{HRC} + 200$
Цементація, нітроцементація Азотування	H ≥ 56 HRC 550...750 HV	Сталі леговані	$23\ H_{HRC}$ ≈ 1050

Коефіцієнт безпеки рекомендується вибирати з табл. 27.

Таблиця 27 – Коефіцієнт безпеки

Спосіб обробки зубів	S_H
Забезпечує однорідність структури матеріалу (нормалізація, поліпшення, гартування)	1,1
Не забезпечує однорідності структури матеріалу (поверхневе гартування, цементація, нітроцементація, азотування)	1,2

Значення S_H можна збільшувати до $S_H = 1{,}25...1{,}35$, якщо поломка передачі пов'язана з важкими наслідками, і взагалі брати відмінними від рекомендованих, якщо це виправдано статистичними даними.

Коефіцієнт довговічності визначають за формулою:

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO}}{N_{HE}}},$$

де N_{HO} – базова кількість циклів зміни напружень, що відповідає довгочасній границі витривалості:

$$N_{HO} = 30 H_{HB}^{2,4} \le 12 \cdot 10^7;$$

N_{HE} – еквівалентна кількість циклів зміни напружень. Визначається з урахуванням даних циклограми навантаження (режиму навантаження). Якщо за один оберт кожен зуб зубчастого колеса входить у зачеплення один раз, можна скористатися формулою:

$$N_{HE} = 60\sum_{i=1}^{k}\left[t_i n_i \left(\frac{\sigma_{H\lim i}}{\sigma_{H\lim 1}}\right)^6\right] = 60\sum_{i=1}^{k}\left[t_i n_i \left(\frac{T_i}{T_1}\right)^3\right] =$$

$$= 60\sum_{i=1}^{k}\left[t_i n_i \left(\frac{P_i}{P_1}\right)^3_{n=const}\right] = 60\sum_{i=1}^{k}\left[t_i n_i \left(\frac{n_1}{n_i}\right)^3_{p=const}\right],$$

де t_1, t_2, $t_3 \ldots$ – час роботи передачі на кожній складовій загального часу експлуатації;

n_1, n_2, $n_3 \ldots$ – частота обертання зубчастого колеса в цей час;

T_1, T_2, $T_3 \ldots$ (P_1, P_2, $P_3 \ldots$) – навантаження на зубчасте колесо в цей час;

$T_1\left(P_1\right)$ – максимальне навантаження, що враховується при розрахунках на витривалість, воно ж номінальне в наступних розрахунках.

Якщо за один оберт кожен зуб зубчастого колеса входить у зачеплення два або кілька разів, треба в розрахункові формули підставляти частоту обертання, збільшену у відповідну кількість разів.

Коефіцієнт довговічності має межі можливих значень. Для матеріалів із однорідною структурою (сталі нормалізовані, поліпшені, загартовані):

$$1 \le K_{HL} \le 2{,}6.$$

Для матеріалів, поверхнево зміцнених (поверхневе гартування, цементація, нітроцементація, азотування):

$$1 \le K_{HL} \le 1{,}6.$$

Якщо розрахункові значення K_{HL} виходять за зазначені граничні межі, їх треба приймати граничними.

Коефіцієнт z_R приймають по тому із зубчастих коліс пари, що має більш грубу поверхню:

- при $R_a = 1{,}25...0{,}63$ (7-й клас) – $z_R = 1$;
- при $R_a = 2{,}5...1{,}25$ (6-й клас) – $z_R = 0{,}95$;
- при $R_z = 40...10$ (5-й клас) – $z_R = 0{,}9$.

Коефіцієнт z_v приблизно може прийматися за такими рекомендаціями:

- при $V \le 5\,м/с$ у всіх випадках – $z_v = 1$;
- при $V \cong 10\,м/с$ і припрацьовуваних зубах $z_v \approx 1{,}04$;
- при $V \cong 10\,м/с$ і неприпрацьовуваних зубах – $z_v \approx 1{,}02$;
- при $V \cong 15\,м/с$ і припрацьовуваних зубах – $z_v \approx 1{,}07$;
- при $V \cong 15\,м/с$ і неприпрацьовуваних зубах – $z_v \approx 1{,}03$.

Коефіцієнт K_L для закритих передач, що добре змащуються, варто приймати $K_L = 1$.

Коефіцієнт K_{xH} при $d \le 700\,мм$ приймають $K_{xH} = 1$, при більших діаметрах розраховують за формулою:

$$K_{xH} = \sqrt{1{,}07 - \frac{d}{10000}}.$$

2 Призначити коефіцієнти ψ_{ba}, K_H.

При розрахунках косозубих і шевронних передач додатково призначається орієнтовний кут нахилу зуба β.

Коефіцієнт ширини зубчастого колеса щодо міжосьової відстані $\psi_{ba} = b/a$ призначається з ряду за ГОСТ 2185-66 (табл. 28).

Таблиця 28 – Коефіцієнти ширини зубчастого вінця

$\psi_{ba} = \frac{b}{a}$	0,100	0,125	0,160	0,200	0,250	0,315	0,400	0,500
	0,630	0,800	1,000	1,250				

При призначенні коефіцієнта ψ_{ba} можуть бути використані такі рекомендації:

- $\psi_{ba} = 0{,}10...0{,}16$ – прямозубі зубчасті колеса, що переміщаються на валах в осьовому напрямку (блокові);
- $\psi_{ba} = 0{,}20...0{,}25$ – прямозубі зубчасті колеса на довгих нежорстких валах (коробки швидкостей);
- $\psi_{ba} = 0{,}20...0{,}40$ – прямозубі зубчасті колеса на недовгих жорстких валах (багатоступінчасті редуктори);
- $\psi_{ba} = 0{,}20...0{,}63$ – косозубі зубчасті колеса на недовгих жорстких валах, причому тим більше, чим менший кут нахилу зуба, і навпаки (умова $b \geq \frac{4m_n}{\sin\beta}$ орієнтовно забезпечується при $\beta \approx 15°$ й $\psi_{ba} \approx 0{,}25$);
- $\psi_{ba} = 0{,}40...0{,}80$ – шевронні зубчасті колеса, прямозубі й косозубі зубчасті колеса на коротких жорстких валах (одноступінчасті редуктори);
- ψ_{ba} до 1,25 – важкі одноступінчасті редуктори.

Якщо хоча б одне із зубчастих коліс пари укріплено на консолі вала, значення ψ_{ba} вибирають як можна меншими. У багатоступінчастих редукторах значення ψ_{ba} збільшуються в напрямку від швидкохідної до тихохідної передачі. Підвищення точності виготовлення й монтажу передачі, жорсткості валів дозволяє приймати більш високі значення ψ_{ba}.

Обраний коефіцієнт ψ_{ba} в остаточному підсумку визначає ширину зубчастих коліс. Вважається вдалою конструкція, у якої:

- $\frac{b_\omega}{d_1} \leq 1$ – прямозубі колеса;
- $\frac{b_\omega}{d_1} \leq 1{,}2...1{,}5$ – косозубі колеса;
- $\frac{b_\omega}{d_1} \leq 2{,}0...2{,}5$ – шевронні колеса.

Коефіцієнт K_H у загальному випадку дорівнює:

$$K_H = K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{HV},$$

де $K_{H\alpha}$ – коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження між зубами.

Для прямозубих передач приймається $K_{H\alpha} = 1$.

Для косозубих і шевронних передач призначення цього коефіцієнта зв'язують із коловою швидкістю й ступенем точності зубчастих коліс. Маючи на увазі, що колова швидкість певним чином пов'язана зі ступенем точності, у конкретних розрахунках можна користуватися рекомендаціями табл. 29.

Таблиця 29 – Коефіцієнт $K_{H\alpha}$ для косозубих і шевронних передач

Колова швидкість V, $м/с$	Значення коефіцієнта $K_{H\alpha}$ для ступеня точності по нормах плавності				
	5	6	7	8	9
2,5	1	1,01	1,03	1,05	1,13
5	1	1,02	1,05	1,09	1,16
10	1,01	1,03	1,07	1,13	---
15	1,01	1,04	1,09	---	---
20	1,02	1,05	1,12	---	---
25	1,02	1,06	---	---	---

У проектувальному розрахунку доцільно приймати $K_{H\alpha} \approx 1{,}1$.

$K_{H\beta}$ – коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження по ширині вінця.

У реальних передачах при розрахунках на контактну міцність $K_{H\beta}$ має значення в межах:

- припрацьовувані зубчасті колеса (твердість хоча б одного колеса $HB \le 350$) – $K_{H\beta} = 1{,}0...1{,}2$;
- неприпрацьовувані зубчасті колеса – $K_{H\beta} = 1{,}1...1{,}3$.

У проектувальному розрахунку ним можна просто задатися. Відносно точні значення $K_{H\beta}$ дає табл. 35. При користуванні таблицею варто мати на увазі, що

$$\frac{b}{d_1} = \psi_{ba}\frac{u+1}{2}.$$

K_{HV} – коефіцієнт динамічності навантаження, що може бути розрахований тільки при відомих розмірах передачі. Тому в проектувальному розрахунку або приймають $K_{HV} \cong 1{,}2$, або орієнтуються на такі можливі значення:

- припрацьовувані зубчасті колеса – $K_{HV} \cong 1{,}1...1{,}4$;

- неприпрацьовувані зубчасті колеса – $K_{HV} \cong 1{,}3...1{,}5$.

У передачах косозубими й шевронними зубчастими колесами коефіцієнт K_{HV} менший, ніж у передачах прямозубими колесами.

Практично кути нахилу зубів призначаються в межах:

- косозубі зубчасті колеса – $\beta = 8...20°$;
- шевронні зубчасті колеса – $\beta = 20...40°$.

3 З умови контактної міцності розрахувати й призначити міжосьову відстань.

Незалежно від того, ведеться розрахунок по шестірні чи по колесу, за $[\sigma]_H$ вибирається менше з двох $[\sigma]_{H_1}$, $[\sigma]_{H_2}$ (або $[\sigma]_{H\,розр}$ при розрахунках передач косозубими зубчастими колесами зі значною різницею твердості).

Розраховане значення міжосьової відстані округлюється до стандартного (табл. 30).

Таблиця 30 – Міжосьова відстань a_ω, мм, за ГОСТ 2185-66

1-й ряд	40	50	63	80	100	125	-	160	-	200
2-й ряд	-	-	71	90	112	-	140	-	180	-
1-й ряд	-	250	-	315	-	400	-	500	-	630
2-й ряд	225	-	280	-	355	-	450	-	560	-
1-й ряд	-	800	-	1000	-	1250	-	1600	-	2000
2-й ряд	710	-	900	-	1200	-	1400	-	1800	2500

Примітка. Першому ряду віддавати перевагу над другим.

4 Призначити модуль.

Призначений модуль повинен бути прийнятий із ряду значень за ГОСТ 9563-60 (табл. 31).

Таблиця 31 – Модулі m, мм у найбільш застосованому діапазоні

1-й ряд	1	1,25	1,5	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12
2-й ряд	1,125	1,375	1,75	2,25	2,75	3,5	4,5	5,5	7	9	11	14

Примітка. Першому ряду віддавати перевагу над другим.

Мінімально можливий модуль можна розрахувати з умови забезпечення втомної міцності при згинанні за наведеними вище формулами. Однак, як відзначалося, практично його призначають більшим, маючи на меті забезпечити виконання деяких допоміжних умов: ціла кількість суми зубів при призначеній стандартній міжосьовій відстані, можливість контролю точності універсальним інструментом і т. п.

Разом з тим не слід надмірно завищувати модуль, тому що при меншому модулі вища плавність ходу передачі, менші втрати на тертя, менші зовнішні діаметри зубчастих коліс і витрати металу на їх виготовлення, зменшується обсяг зрізуваного матеріалу при виготовленні зубчастого колеса, а отже, менша вартість зубонарізування. Для силових передач рекомендується $m \geq 1{,}5 мм$.

5 Розрахувати кількості зубів коліс передачі.

Практично роблять так. Спочатку задаються бажаним орієнтовним кутом нахилу β, потім розраховують значення суми зубів й округлюють її до найближчого цілого числа, а потім при цьому прийнятому цілому числі уточнюють дійсний кут нахилу за формулою:

$$\beta = \arccos \frac{m}{2a}\left(z_1 + z_2\right)$$

з точністю до четвертого знака після коми.

6 Розрахувати геометричні розміри шестірні й колеса.

6.1 Ширина колеса

$$b_2 = b_\omega \cong \psi_{ba} a .$$

Знак наближення у формулі вказує на необхідність розраховане значення округлити до найближчого розміру за ГОСТ 6636-69 не нижче ряду $R_a 20$ (табл. 32).

Таблиця 32 – Нормальні лінійні розміри (ГОСТ 6639-69)

$R_a 5$	2,5				4,0				6,3				10,0			
$R_a 10$	2,5		3,2		4,0		5,0		6,3		8,0		10,0		12,0	
$R_a 20$	2,5	2,8	3,2	3,6	4,0	4,5	5,0	5,6	6,3	7,1	8	9	10	11	12	14
$R_a 5$	16								25							
$R_a 10$	16				20				25				32			
$R_a 20$	16	17	18	19	20	22	24		25	26	28	30	32	34	36	38
$R_a 5$	40								63				100			
$R_a 10$	40				50				63		80		100		125	
$R_a 20$	40	42	45	48	50	53	56	60	63	71	80	90	100	110	125	140
$R_a 5$	160				250				400				630			
$R_a 10$	160		200		250		320		400		500		630		800	
$R_a 20$	160	180	200	220	250	280	320	360	400	450	500	560	630	710	800	900

Ширина шестірні b_1 приймається трохи більшою від ширини колеса: $b_1 = b_2 + (2...5)мм$ для компенсації неточностей монтажу.

6.2 Діаметри зубчастих коліс:

прямозубих –

$$d_1 = mz_1;$$
$$d_{a_1} = d_1 + 2m = m(z_1 + 2);$$
$$d_{f_1} = d_1 - 2{,}5m = m(z_1 - 2{,}5);$$
$$d_2 = mz_2;$$
$$d_{a_2} = d_2 + 2m = m(z_2 + 2);$$
$$d_{f_2} = d_2 - 2{,}5m = m(z_2 - 2{,}5);$$

косозубих –

$$d_1 = \frac{mz_1}{\cos\beta};$$
$$d_{a_1} = d_1 + 2m;$$
$$d_{f_1} = d_1 - 2{,}5m = m(z_1 - 2{,}5);$$
$$d_2 = \frac{mz_2}{\cos\beta};$$
$$d_{a_2} = d_2 + 2m;$$
$$d_{f_2} = d_2 - 2{,}5m = m(z_2 - 2{,}5)$$

з точністю до четвертого знака після коми.

7 Точність зубчастих коліс.

Одним із основних показників якості зубчастих коліс є їхня точність. Точність виготовлення зубчастих коліс і передач визначає не тільки їх кінематичні й експлуатаційні показники, а й такі характеристики, як інтенсивність шуму й вібрації, а також істотно впливає на показники міцності передачі, довговічність її роботи, втрати на тертя тощо. Основними показниками точності функціонування евольвентних зубчастих передач є: кінематична точність, плавність роботи, контакт зубів, бічний зазор.

За нормами кінематичної точності, плавності роботи й контакту зубів зубчасті передачі поділяють на 12 ступенів точності. Підставою для призначення ступеня точності зубчастих коліс розраховуваної передачі є колова швидкість:

$$V = \frac{\pi d_1 n_1}{60000} = \frac{\pi d_2 n_2}{60000}.$$

Рекомендовані ступені точності силових зубчастих передач залежно від колової швидкості наведені в табл. 33.

Таблиця 33 – Рекомендації до вибору ступеня точності зубчастих передач залежно від колової швидкості, м/с

Ступінь кінематичної точності (ГОСТ 1643-81)	Прямі зуби для передачі		Непрямі зуби для передачі	
	циліндричної	конічної	циліндричної	конічної
6	До 20	До 12	До 30	До 20
7	До 12	До 8	До 20	До 10
8	До 6	До 4	До 10	До 7
9	До 2	До 1,5	До 4	До 3

При однаковому ступені точності по всіх нормах умовна позначка складається з цифри й літери, які розділені тире. Цифра означає ступінь точності, а літера – вид сполучення зубів, наприклад: ***9 − В ГОСТ 1643−81*** – для циліндричної евольвентної передачі.

Видом сполучення й видом допуску встановлюється бічний зазор у передачі. Для зубчастих передач із модулем $m \geq 1 мм$ встановлено шість видів сполучення: А, В, С, Д, Е, Н и вісім видів допуску на бічний зазор: x, y, z, a, b, c, d, h. У більшості випадків для силових передач рекомендується використовувати сполучення виду **В**, а для реверсивних передач – сполучення видів **С** и **Д**.

Практично рідко зустрічаються передачі, у яких для забезпечення якості всі три види норм необхідно витримувати з однаковим ступенем точності. У більшості випадків один або два показники точності є визначальними, а інші – менш важливими. Для конкретних експлуатаційних вимог до зубчастої передачі (при $m \geq 1 мм$) рекомендуються такі комбінації ступенів точності залежно від кінематичної точності (номера ступеня точності) $n_{ст}$ (табл. 34).

Таблиця 34 – Рекомендовані комбінації ступенів точності зубчастих передач

Показники точності	Умови експлуатації			
	Для особливо точних ділильних механізмів і механізмів відліку	Для високошвидкісних передач	Для передач загального призначення	Для силових передач
Плавність роботи	$n_{ст}$ - 2	$n_{ст}$ - 1	$n_{ст}$	$n_{ст}$ + 1
Контакт зубів	$\leq (n_{ст} - 2)$	$\leq (n_{ст} - 1)$	$\leq n_{ст}$	$\leq (n_{ст} + 1)$

При комбінуванні норм із різним ступенем точності в умовній позначці послідовно вказують через тире три цифри, які відповідно означають ступінь точності по нормах кінематичної точності, плавності роботи й контакту зубів, а літера – вид сполучення зубів: ***8-7-6-Д ГОСТ 1643-81.***

2.2.1.3 Перевірний розрахунок

Має метою перевірити працездатність передачі за всіма можливими критеріями працездатності. Незадовільні результати хоча б однієї перевірки вимагають зміни параметрів передачі.

Стосовно циліндричних зубчастих передач у закритому виконанні роблять такі перевірочні розрахунки.

1 Перевірка контактної витривалості зубів.

Розрахункова умова – $\sigma_H \le [\sigma]_{H\,розр}$.

Розрахункове контактне напруження в полюсі зачеплення при номінальному навантаженні може бути визначене за формулами (14), (17), (19).

Відомі параметри передачі дозволяють уточнено вибрати або розрахувати значення всіх коефіцієнтів. При цьому можуть бути використані рекомендації, наведені вище, а також відомості для уточненого призначення коефіцієнтів $K_{H\beta}, K_{F\beta}, K_{HV}, K_{FV}$ (табл. 35, 36).

Рекомендації з визначення допустимих контактних напружень $[\sigma]_H$ наведені в проектувальному розрахунку.

У розрахунках зубів на контактну втомну міцність допускається мати розрахункове контактне напруження в межах $1{,}05[\sigma]_H \ge \sigma_H \ge 0{,}9[\sigma]_H$.

Якщо умова не виконується – рекомендується:

- змінити ширину вінця колеса b_2 в межах рекомендованих значень ψ_{ba}. Граничні значення ψ_{ba} вибирають залежно від величини коефіцієнта ширини зубчастого вінця щодо ділильного діаметра шестірні ψ_{bd_1} з умови:
  - $\psi_{bd_1} = \dfrac{b_2}{d_1} = 0{,}5\psi_{ba}(U+1) \le 1$ – для прямозубих передач;
  - $\psi_{bd_1} \le 1{,}5$ – для косозубих передач;
  - $\psi_{bd_1} \le 2{,}5$ – для шевронних передач;
- змінити величину міжосьової відстані передачі a;
- призначити інші матеріали й термообробку зубчастих коліс.

Таблиця 35 – Коефіцієнт розподілу навантаження по ширині колеса K_β (при розрахунках на контактну міцність – $K_{H\beta}$, на міцність при згинанні – $K_{F\beta}$)

$\frac{b}{d_1}$	Положення зубчастого колеса щодо опор											
	у середині між опорами				поблизу однієї з опор				на консолі			
	припрац.		неприпрац.		припрац.		неприпрац.		припрац.		неприпрац.	
	$K_{H\beta}$	$K_{F\beta}$	$K_{H\beta}$	$K_{F\beta}$	$K_{H\beta}$	$K_{F\beta}$	$K_{H\beta}$	$K_{F\beta}$	$K_{H\beta}$	$K_{F\beta}$	$K_{H\beta}$	$K_{F\beta}$
0,2	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,05	1,05	1,10	1,05	1,15	1,15	1,25
0,4	1,00	1,00	1,00	1,05	1,05	1,10	1,10	1,20	1,15	1,30	1,35	1,60
0,6	1,00	1,05	1,05	1,07	1,07	1,15	1,20	1,30	1,25	1,50	1,50	1,80
0,8	1,00	1,07	1,07	1,10	1,10	1,25	1,25	1,45	1,35	1,70	⅄	⅄
1,0	1,05	1,10	1,10	1,15	1,15	1,30	1,35	1,55	⅄	⅄	⅄	⅄
1,2	1,05	1,15	1,15	1,25	1,20	1,40	1,45	1,70	⅄	⅄	⅄	⅄

Таблиця 36 – Коефіцієнти динамічного навантаження зубів K_{HV}, K_{FV}

Ступінь точності по нормах плавності	Твердість зубів колеса	Коефіцієнт	Колова швидкість зубів $V, м/с$					
			1	2	4	6	8	10
6	$H_2 \le 350\,HB$	K_{HV}	1,03/1,01	1,06/1,02	1,12/1,03	1,17/1,04	1,23/1,06	1,28/1,07
		K_{FV}	1,06/1,02	1,13/1,05	1,26/1,10	1,40/1,15	1,53/1,20	1,67/1,25
	$H_2 \ge 40\,HRC$	K_{HV}	1,02/1,00	1,04/1,00	1,07/1,02	1,10/1,02	1,15/1,03	1,18/1,04
		K_{FV}	1,02/1,01	1,04/1,02	1,08/1,03	1,11/1,04	1,14/1,06	1,17/1,07
7	$H_2 \le 350\,HB$	K_{HV}	1,04/1,02	1,07/1,03	1,14/1,05	1,21/1,06	1,29/1,07	1,36/1,08
		K_{FV}	1,08/1,03	1,16/1,06	1,33/1,11	1,50/1,16	1,67/1,22	1,80/1,27
	$H_2 \ge 40\,HRC$	K_{HV}	1,03/1,00	1,05/1,01	1,09/1,02	1,14/1,03	1,19/1,03	1,24/1,04
		K_{FV}	1,03/1,01	1,05/1,02	1,09/1,03	1,13/1,05	1,17/1,07	1,22/1,08
8	$H_2 \le 350\,HB$	K_{HV}	1,04/1,01	1,08/1,02	1,16/1,04	1,24/1,06	1,32/1,07	1,40/1,08
		K_{FV}	1,10/1,03	1,20/1,06	1,38/1,11	1,58/1,17	1,78/1,23	1,96/1,29
	$H_2 \ge 40\,HRC$	K_{HV}	1,03/1,01	1,06/1,01	1,10/1,02	1,16/1,03	1,22/1,04	1,26/1,05
		K_{FV}	1,04/1,01	1,06/1,02	1,12/1,03	1,16/1,05	1,21/1,07	1,26/1,08
9	$H_2 \le 350\,HB$	K_{HV}	1,05/1,01	1,10/1,03	1,20/1,05	1,30/1,07	1,40/1,09	1,50/1,12
		K_{FV}	1,13/1,04	1,28/1,07	1,50/1,14	1,77/1,21	1,98/1,28	2,25/1,35
	$H_2 \ge 40\,HRC$	K_{HV}	1,04/1,01	1,07/1,01	1,13/1,02	1,20/1,03	1,26/1,04	1,32/1,05
		K_{FV}	1,04/1,01	1,07/1,02	1,14/1,04	1,21/1,06	1,27/1,08	1,34/1,09

Примітка. У чисельнику – значення для прямозубих передач, у знаменнику – для косозубих.

2 Перевірка витривалості зубів при згинанні.

- Розрахункова умова – $\sigma_F \le [\sigma]_F$.
- Міцність зубів шестірні й колеса при згинанні в загальному випадку різна, тому для подальшого розрахунку необхідно встановити «слабкий» елемент.
- «Слабким», що підлягає подальшому перевірочному розрахунку, зубчастим колесом пари буде те, у якого менше відношення

$$\sigma_F / Y_F .$$

Розрахункове напруження на згин при номінальному навантаженні може бути визначене за формулами:

- прямозубі зубчасті колеса – (21);
- косозубі зубчасті колеса –(22), (23).

Коефіцієнт K_F у загальному випадку дорівнює:

$$K_F = K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{FV} ,$$

де $K_{F\alpha}$ – коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження між зубами. Для прямозубих циліндричних передач спочатку приймають $K_{F\alpha} = 1$. Якщо при цьому виявиться, що $\sigma_F > [\sigma]_F$, ГОСТ 21354-87 рекомендує виконати спеціальну перевірку можливості розподілу навантаження між двома зубами й для цього випадку дає методику уточненого визначення коефіцієнта $K_{F\alpha}$. Для косозубих і шевронних передач

$$K_{F\alpha} = \frac{4 + (\varepsilon_\alpha - 1)(n - 5)}{4\varepsilon_\alpha},$$

де n – ступінь точності по нормах контакту за ГОСТ 1643-81: при ступені точності нижче 9-ї приймається $n = 9$, при ступені точності вище 5-ї – $n = 5$;

ε_α – коефіцієнт торцевого перекриття (16);

$K_{F\beta}$ – коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження по ширині вінця, може призначатися за рекомендаціями табл. 35;

K_{FV} – коефіцієнт динамічності навантаження, може призначатися за рекомендаціями табл. 36.

Допустимі напруження в розрахунках на витривалість при згинанні визначають роздільно для шестірні й колеса за формулою:

$$[\sigma]_F = \frac{\sigma_{F\lim b}}{S_F} K_{F_C} K_{F_L},$$

де $\sigma_{F\lim b}$ – границя витривалості зубів при згинанні, що відповідає базі випробувань $N_{FO} = 4 \cdot 10^6$ при коефіцієнті асиметрії $r = 0$. Деякі значення $\sigma_{F\lim b}$ наведені в табл. 37;

Таблиця 37 – Границі витривалості зубів при згинанні

Сталі	Термообробка або хіміко-термічна обробка зубів	Твердість зубів		$\sigma_{F\lim b}$, МПа
		поверхні	серцевини	
Вуглецеві й леговані: 40, 45, 40Х, 40ХН	Нормалізація, поліпшення	180...300 HB	180...300 HB	1,8 H_{HB}
Леговані: 40Х, 40ХН,40ХФА	Об'ємне гартування	45...55 $HRC_Э$	45...55 $HRC_Э$	600
Вуглецеві й леговані: 45, 40Х, 35ХНМ	Поверхневе гартування СВЧ	50...55 $HRC_Э$	24...40 $HRC_Э$	600
Леговані: 20Х, 12ХН3А, 20ХГТ	Цементація	56...62 $HRC_Э$	24...40 $HRC_Э$	800
Леговані: 40Х, 40ХФА, 38ХМЮА	Азотування	550...700 HV	24...40 $HRC_Э$	300+12H_{HRC}

K_{Fc} – коефіцієнт, що враховує напрямок прикладення навантаження до зубів:

- для нереверсивних передач – $K_{Fc} = 1$;
- для реверсивних передач - $K_{Fc} = 1 - \nu_{Fc} \frac{T_1^{//}}{T_1^{/}}$,

де ν_{Fc} – коефіцієнт, що враховує здатність матеріалу чинити опір руйнуванню при зміні напрямку навантаження (при реверсі) (табл. 38);

$T_1^{/} > T_1^{//}$ – обертальні моменти, які навантажують передачу в протилежних напрямках;

Таблиця 38 – Значення ν_{Fc}

Вид термічної або хіміко-термічної обробки	Значення
Нормалізація, поліпшення	0,35
Поверхневе гартування СВЧ	0,25
Азотування, цементація	0,10

S_F – коефіцієнт запасу, що вибирають із табл. 39;

Таблиця 39 – Значення S_F

Імовірність неруйнування зубів	Значення
0,99	2,20
0,90	1,75

K_{FL} – коефіцієнт довговічності. Розраховується за формулою:

$$K_{FL} = \sqrt[m]{\frac{N_{FO}}{N_{FE}}},$$

де m – показник ступеня:

- для зубчастих коліс із твердістю поверхні зубів $HB \le 350$, зубчастих коліс зі шліфованою перехідною поверхнею незалежно від твердості й термообробки –

$$m = 6;$$

- для зубчастих коліс із твердістю поверхні зубів $HB > 350$, і нешліфованою перехідною поверхнею –

$$m = 9;$$

N_{FO} – базова кількість циклів зміни напружень, що відповідає довгочасній границі витривалості, для всіх сталей:

$$N_{FO} = 4 \cdot 10^6;$$

N_{FE} – еквівалентна кількість циклів зміни напружень. Визначається з урахуванням даних циклограми навантаження (режиму навантаження). Якщо за один оберт кожен зуб зубчастого колеса входить у зачеплення один раз, можна скористатися формулою:

$$N_{FE} = 60\Sigma t_i n_i \left(\frac{\sigma_{F\lim i}}{\sigma_{F\lim 1}}\right)^m = 60\Sigma t_i n_i \left(\frac{T_i}{T_1}\right)^m =$$

$$= 60\Sigma t_i n_i \left(\frac{P_i}{P_1}\right)^m_{n=const} = 60\Sigma t_i n_i \left(\frac{n_1}{n_i}\right)^m_{p=const},$$

де t_1, t_2, $t_3 \ldots$ – час роботи передачі на кожній складовій загального часу експлуатації;

n_1, n_2, $n_3 \ldots$ – частота обертання зубчастого колеса в цей час;

T_1, T_2, $T_3 \ldots$ (P_1, P_2, $P_3 \ldots$) – навантаження на зубчасте колесо в цей час;

$T_1(P_1)$ – максимальне навантаження, що враховується при розрахунках на витривалість, воно ж номінальне в наступних розрахунках.

Якщо за один оберт кожен зуб зубчастого колеса входить у зачеплення кілька разів, треба в розрахункові формули підставляти частоту обертання, збільшену у відповідну кількість разів.

Коефіцієнт довговічності має межі можливих значень:

- при $m = 6$ - $1 \le K_{FL} \le 2{,}08$;
- при $m = 9$ - $1 \le K_{FL} \le 1{,}63$.

Якщо розрахункові значення K_{FL} виходять за межі зазначених граничних, їх треба приймати граничними.

3 Перевірка на контактну міцність при дії максимального навантаження.

Розрахункова умова – $\sigma_{H\max} \le [\sigma]_{H\max}$.

Максимальне контактне напруження $\sigma_{H\max}$ можна розрахувати за раніше наведеними формулами для визначення σ_H, приймаючи в якості розрахункового – максимально можливе навантаження. Якщо відома кратність максимального навантаження щодо номінального:

$$\sigma_{H\max} = \sigma_H \sqrt{K_{пер}},$$

де $K_{пер}$ визначається за формулою (32) і рекомендаціями, викладеними вище.

Граничне допустиме напруження $\sigma_{H\max}$ залежить від способу термічної або термохімічної обробки зубчастого колеса. При нормалізації, поліпшенні, об'ємному гартуванні з низьким відпуском

$$[\sigma]_{H\max} = 2{,}8\sigma_T,$$

де σ_T – границя текучості матеріалу при розтяганні.

Для зубів цементованих, а також підданих контурному гартуванню після нагрівання СВЧ

$$[\sigma]_{H\max} = 40 H_{HRC};$$

для азотованих –

$$[\sigma]_{H\max} = 3H_{HV}.$$

4 Перевірка на міцність при згинанні максимальним навантаженням.

Розрахункова умова – $\sigma_{F\max} \le [\sigma]_{F\max}$.

Максимальне напруження при згинанні $\sigma_{F\max}$ можна розрахувати за раніше наведеними формулами для визначення σ_F, приймаючи в якості розрахункового – максимально можливе навантаження:

$$\sigma_{F\max} = \sigma_F K_{пер}.$$

Допустиме напруження $[\sigma]_{F\max}$, приблизно можна приймати за такими рекомендаціями:

- сталі нормалізовані, поліпшені – $[\sigma]_{F\max} \cong 2{,}75 H_{HB}$;
- сталі загартовані – $[\sigma]_{F\max} \cong 29{,}5 H_{HRC}$;
- сталі загартовані після нагрівання СВЧ – $[\sigma]_{F\max} \cong (25...30) H_{HRC}$;
- сталі цементовані, загартовані – $[\sigma]_{F\max} \cong 20 H_{HRC}$;
- сталі азотовані – $[\sigma]_{F\max} \cong 20 H_{HRC}$.

Докладні дані для розрахунків максимальних допустимих напружень дає ГОСТ 21354-87.

2.2.2 Конічні зубчасті передачі

2.2.2.1 Вихідні дані

Для виконання розрахунку передачі необхідні такі дані: $P_2, кВт$; $n_2, хв^{-1}$ (або P_1, $кВт$; $n_1, хв^{-1}$), $T_2, H \cdot м$ (або $T_1, H \cdot м$), U, режим навантаження.

У передачах конічними зубчастими колесами стандартизовані параметри веденого зубчастого колеса, тому розрахунок зручно вести по колесу.

Режим навантаження задається в такому ж вигляді, як для розрахунку передач циліндричними зубчастими колесами. За відсутності відомостей про режим навантаження, передача розраховується за максимальним довгостроково діючим навантаженням на необмежений термін служби.

2.2.2.2 Проектувальний розрахунок

1 Призначити матеріали зубчастих коліс пари, розрахувати допустимі контактні напруження.

Конічні зубчасті колеса виготовляються з тих же матеріалів, що й циліндричні (див. табл. 24). При призначенні термічної обробки варто

мати на увазі, що шліфування зубів конічних зубчастих коліс утруднено, тому термічну обробку після нарізування зубів, що приводить до термічного жолоблення, для зубчастих коліс підвищеної точності (ступінь 7 або 6) краще уникати. Поверхневе зміцнення переважніше об'ємного гартування. Для одержання дуже високої твердості на поверхні зубів коліс підвищеної точності застосовують в основному азотування як операцію, не зв'язану зі значним нагріванням.

2 Допустимі контактні напруження розраховуються так само, як для зубчастих коліс циліндричних передач.

2.1 Призначити коефіцієнт K_H. При розрахунках косозубих передач додатково призначається кут нахилу зуба β, звичайно в межах $\beta = 15...30^0$.

Ураховуючи знижену точність зачеплення конічних зубчастих коліс,

$$K_H = K_{H\beta} K_{HV} .$$

Коефіцієнт розподілу навантаження по ширині вінця $K_{H\beta}$, коефіцієнт динамічності навантаження K_{HV} в проектувальному розрахунку призначаються так само, як для циліндричних передач.

Не слід забувати, що в парі конічних зубчастих коліс хоча б одне, як правило, закріплено на консолі вала. Потрібне для вибору коефіцієнта $K_{H\beta}$ відношення b/d_{e1} можна приблизно знайти за формулою:

$$\frac{b}{d_{e1}} \cong 0{,}15\sqrt{1+U^2} .$$

3 З умови контактної міцності розрахувати й призначити діаметр колеса. Для цього можна скористатися однією з наведених вище формул (20).

За допустиме напруження $[\sigma]_H$ вибирають менше з двох: $[\sigma]_{H_1}$, $[\sigma]_{H_2}$. Розраховане значення d_{e2} округлюють до стандартного – d_2 (табл. 40).

Таблиця 40 – Номінальні діаметри основи ділильного конуса більшого колеса d_2, мм (ГОСТ 12289-76)

50	(56)	63	(71)	80	(90)	100	(112)	125	(140)
160	(180)	200	(225)	250	280	315	355	400	450
500	560	630	710	800	900	1000	1120	1250	1400

Примітка. Фактичні діаметри ділильного конуса більшого колеса не повинні відрізнятися від номінальних більш ніж на 3%. Значень, узятих у дужки, уникати.

4 Призначити модуль.

Зовнішній коловий модуль для прямозубих і косозубих конічних зубчастих коліс призначається з ряду значень за ГОСТ 9563-60 (див. табл. 31).

Мінімально можливий модуль можна розрахувати з умови втомної міцності при згинанні за формулою (29). Частіше модуль призначають так, щоб мати на шестірні бажану кількість зубів.

Якщо прийняти $20(25) \le z_{1баж} \le 30(35)$, то $m \cong \dfrac{d_{e2}}{Uz_{баж}}$ (з округленням до найближчого стандартного значення).

Бажано мати модуль, що забезпечує, при прийнятому стандартному діаметрі колеса, цілу кількість зубів z_2.

5 Розрахувати кількості зубів зубчастих коліс пари:

$$z_2 = d_2/m; \quad z_1 = z_2/U,$$

округлити до цілого числа.

Після округлення розрахованих чисел зубів може змінитися фактичне передаточне число:

$$U_ф = z_2/z_1.$$

Похибка фактичного передаточного числа від номінального не повинна виходити за межі, допустимі стандартом.

6 Розрахувати геометричні параметри зубчастих коліс за відповідними формулами:

$$d_{e1} = mz_1; \quad d_{a_1} = d_{e1} + 2m\cos\delta_1; \quad d_{f1} = d_{e1} - 2{,}4m\cos\delta_1;$$
$$d_{e2} = mz_2; \quad d_{a_2} = d_{e2} + 2m\cos\delta_2; \quad d_{f2} = d_{e2} - 2{,}4m\cos\delta_2.$$

При $\delta_1 + \delta_2 = 90°$

$$\delta_2 = arctgU; \quad \delta_1 = 90° - \delta_2.$$

Ширина конічних зубчастих коліс призначається відповідно до ГОСТ 12289-76 (табл. 41).

7 Призначити ступінь точності.

При призначенні ступеня точності конічних зубчастих коліс можна використати рекомендації табл. 33, 34. Колову швидкість варто розраховувати на середньому діаметрі:

$$d_m = d_e\left(1 - \frac{b}{2R_e}\right) = d_e - b\sin\delta.$$

Таблиця 41 – Рекомендації для призначення ширини конічних зубчастих коліс

d_2, мм	Номінальні передаточні числа														
	1,00	1,12	1,25	1,40	1,60	1,80	2,00	2,24	2,50	2,80	3,15	3,55	4,00	4,50	5,00
50	10	9,5	9	9	8,5	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
56	11	10,5	10	10	9,5	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
63	13	12	11,5	11	10,5	10	10	-	-	-	-	-	-	-	-
71	14	14	13	12	12	11,5	11,5	-	-	-	-	-	-	-	-
80	16	15	15	14	13	13	13	12	12	-	-	-	-	-	-
90	18	17	16	16	15	15	14	14	14	-	-	-	-	-	-
100	20	19	18	18	17	16	16	16	15	15	15	-	-	-	-
112	22	21	20	20	19	18	18	17	17	17	17	-	-	-	-
125	25	24	22	22	21	20	20	19	19	19	19	19	18	-	-
140	28	26	26	24	24	22	22	22	21	21	21	21	21	22	20
160	32	30	30	28	28	25	25	25	25	24	24	24	24	24	24
180	36	34	32	32	30	30	28	28	28	28	26	26	26	26	26
200	40	38	36	34	34	32	32	32	30	30	30	30	30	30	30
225	45	42	42	40	38	36	36	36	34	34	34	34	32	32	32
250	50	48	45	45	42	40	40	40	38	38	38	38	36	36	36
280	56	54	52	50	48	45	45	45	42	42	42	42	42	40	40
315	64	62	58	52	52	52	50	50	48	48	48	48	45	45	45
355	72	68	65	63	60	60	55	55	55	55	52	52	52	52	52
400	80	78	73	70	70	65	63	60	60	60	60	60	60	60	60

Примітки:

1 ГОСТ 12289-76 дає значення ширини конічного зубчастого колеса в діапазоні діаметрів 50...1440 мм і передаточних чисел у діапазоні 1,00...6,30.

2 Приблизно табличні дані відповідають умові $b = 0{,}285\,R_e$ з округленням до найближчого числа за ГОСТ 6636-69 (див. табл. 32).

2.2.2.3 Перевірний розрахунок

Перевірний розрахунок передач конічними зубчастими колесами включає такі перевірки:

1 Перевірка контактної витривалості зубів.

Розрахункова умова – $\sigma_H \le [\sigma]_H$.

Розрахункове контактне напруження при нормальному навантаженні може бути визначене за формулами (19).

Коефіцієнт $K_{H\beta}$ вибирається як для циліндричних передач (див. табл. 35).

Коефіцієнт динамічності навантаження K_{HV} вибирається так само, як для передач циліндричними зубчастими колесами (див. табл. 36), якщо під коловою силою розуміти колову силу на середньому діаметрі F_{tm}, під коловою швидкістю V_m – колову швидкість на середньому діаметрі й замість міжосьової відстані підставляти суму середніх радіусів:

$$\frac{d_{1m}}{2} + \frac{d_{2m}}{2}; \qquad d_m = d - b\sin\delta .$$

Допустимі контактні напруження $[\sigma]_H$ розраховуються так само, як для зубчастих коліс циліндричних передач. Із двох $[\sigma]_{H_1}$ і $[\sigma]_{H_2}$ вибирають менше.

2 Перевірка витривалості зубів при згинанні.

Розрахункова умова – $\sigma_F \le [\sigma]_F$.

Розрахунок ведеться по «слабкому» елементу пари, тобто по тому із зубчастих коліс, у якого менше відношення $\frac{[\sigma]_F}{Y}$.

Розрахункове напруження при згинанні номінальним навантаженням σ_F може бути визначене за формулами (24).

Рекомендується коефіцієнт K_F приймати:

$$K_F = K_{F\beta} K_{FV} .$$

Коефіцієнт розподілу навантаження по ширині вінця $K_{F\beta}$ вибирається за табл. 35.

Коефіцієнт динамічності K_{FV} вибирається за табл. 36.

Допустимі напруження в розрахунках на витривалість при згинанні можуть бути визначені так само, як для циліндричних зубчастих коліс.

3 Перевірка на контактну міцність при дії максимального навантаження.

Розрахункова умова – $\sigma_{H\max} \le [\sigma]_{H\max}$.

$$\sigma_{H\max} = \sigma_H \sqrt{K_{пер}} ,$$

де $K_{пер}$ – коефіцієнт перевантаження, вибирається аналогічно розрахункам циліндричної зубчастої передачі.

Як і для циліндричних зубчастих коліс, допустимі граничні напруження $[\sigma]_{H\max}$ вибираються з урахуванням термічної або термохімічної обробки зубчастих коліс:

при нормалізації, поліпшенні, об'ємному гартуванні з низьким відпуском –

$$[\sigma]_{H\max} = 2{,}8\sigma_T ,$$

де σ_T – границя текучості матеріалу при розтяганні;

для зубів цементованих, загартованих після нагрівання СВЧ –

$$[\sigma]_{H\max} = 40H_{HRC};$$

для азотованих –

$$[\sigma]_{H\max} = 3H_{HV} .$$

4 Перевірка на міцність при згинанні максимальним навантаженням.

Розрахункова умова – $\sigma_{F\max} \le [\sigma]_{F\max}$,

$$\sigma_{F\max} = \sigma_F K_{пер} .$$

Допустиме напруження $[\sigma]_{F\max}$, можна приблизно визначити за тими ж формулами, що й для циліндричних зубчастих коліс:

- сталі нормалізовані, термічно поліпшені – $[\sigma]_{F\max} \cong 2{,}75H_{HB}$;
- сталі загартовані – $[\sigma]_{F\max} \cong 29{,}5H_{HRC}$;
- сталі загартовані після нагрівання СВЧ – $[\sigma]_{F\max} \cong (25...30)H_{HRC}$;
- сталі цементовані, загартовані – $[\sigma]_{F\max} \cong 20H_{HRC}$;
- сталі азотовані – $[\sigma]_{F\max} \cong 20H_{HRC}$.

2.3 Приклади розрахунків

Приклад 1. Виконати розрахунки зубчастих передач за наведеною схемою й вихідними даними (див. рис. 2).

2.3.1 Розрахунок шевронної передачі 1–2

Вихідні дані вибираємо з результатів кінематичного розрахунку за табл. 13:

P_1 =3,17 кВт;

P_2 = 3,07 кВт;

n_1 = 894 хв$^{-1}$;

n_2 = 198,7 хв$^{-1}$;

$U_{1\text{-}2}$ = 4,5.

Режим навантаження:

Частота обертання	Час роботи в годинах з використанням потужності					
	t_1	P_1	t_2	P_2	t_3	P_3
n_1	4000	P	2000	$0{,}8P$	3000	$0{,}3P$

Проектувальний розрахунок

1 Призначення матеріалів і розрахунок допустимих напружень.

Для підвищення несучої здатності шевронної передачі призначаємо твердість зубів шестірні не менш ніж на 75 НВ більше від твердості зубів колеса (див. вище).

За табл. 24, 25 вибираємо:

- для шестірні приймається Сталь 40Х з термообробкою – поліпшення, поверхневе гартування СВЧ із твердістю 40...53 HRC (найбільш імовірна твердість $H_1 = 47\ HRC$), $\sigma_{B1} = 900\ МПа$, $\sigma_{T1} = 750\ МПа$;
- для колеса приймається Сталь 40Х з термообробкою – поліпшення з твердістю 269…302 НВ (найбільш імовірна твердість $H_2 = 286\ HB$), $\sigma_{B2} = 900\ МПа$, $\sigma_{T2} = 750\ МПа$.

Допустимі контактні напруження:

$$[\sigma]_H = \frac{\sigma_{H\lim b}}{S_H} K_{H_L} Z_R Z_V K_L K_{XH}.$$

Для шестірні:

$\sigma_{H\lim b} = 17H_{HRC} + 200 = 17 \cdot 47 + 200 = 999$ *МПа* (див. табл. 26);

$S_H = 1{,}2$;

$K_{H_L} = \sqrt[6]{\dfrac{N_{HO_1}}{N_{HE_1}}} = \sqrt[6]{\dfrac{77652620}{273832200}} \cong 0{,}81 < 1$, приймається $K_{H_L} = 1$;

$N_{HO_1} = 30H_{HB}^{2,4} = 30 \cdot 470^{2,4} \cong 77652620$;

$1HRC \cong 10HB$;

$$N_{HE_1} = 60n_1 \sum_{i=1}^{K} \left(\frac{P_i}{P_1}\right)^3 t_i =$$

$$= 60 \cdot 894\left(1^3 \cdot 4000 + 0{,}8^3 \cdot 2000 + 0{,}3^3 \cdot 3000\right) = 273832200;$$

$Z_R = 1$ (прийнято $R_a = 1{,}25...0{,}63$);

$Z_V = 1$ (очікується $V < 5$ м/с);

$K_L = 1$ (передача, що добре змащується);

$K_{XH} = 1$ (очікується діаметр коліс менше ніж 700 мм);

$$[\sigma]_{H_1} = \frac{999}{1{,}2} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cong 833 \text{ МПа}.$$

Для колеса:

$\sigma_{H\lim b} = 2H_{HB} + 70 = 2 \cdot 286 + 70 = 642$ *МПа* (див. табл. 26);

$S_H = 1{,}1$;

$K_{H_L} = \sqrt[6]{\dfrac{N_{HO_2}}{N_{HE_2}}} = \sqrt[6]{\dfrac{23572179}{60851600}} \cong 0{,}85 < 1$, приймається $K_{H_L} = 1$;

$N_{HO_2} = 30H_{HB}^{2,4} = 30 \cdot 286^{2,4} \cong 23572179$;

$$N_{HE_2} = \frac{N_{HE_1}}{U_{1-2}} = \frac{273832200}{4{,}5} = 60851600;$$

$$[\sigma]_{H_2} = \frac{642}{1{,}1} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cong 584 \text{ МПа}.$$

Для косозубих (шевронних) передач, якщо твердість зубів хоча б одного колеса $H < 350HB$, за розрахункове допустиме контактне напруження беруть:

$$[\sigma]_{H\,розр} = 0{,}45\left([\sigma]_{H_1} + [\sigma]_{H_2}\right) = 0{,}45(833 + 584) \cong 638 \text{ МПа} <$$
$$< 1{,}25[\sigma]_{H_{\min}} = 1{,}25 \cdot 584 \cong 730 \text{ МПа}.$$

Приймається $[\sigma]_{H\ розр} = 638\ МПа$.

2 Призначення орієнтовного кута нахилу зуба й коефіцієнтів.

Призначаємо кут нахилу зуба $\beta = 25^\circ$.

Для напівшеврона з рекомендацій призначаємо: коефіцієнт ширини зубчастого вінця колеса щодо міжосьової відстані $\psi_{ba} = 0{,}25$ (див. табл. 28); $K_{H\beta} = 1{,}08$ (див. табл. 35 при $\frac{b}{d_1} = \psi_{ba}\frac{U_{1-2}+1}{2} = 0{,}25\frac{4{,}5+1}{2} \cong 0{,}69$; колеса припрацьовуються, положення колеса – поблизу однієї із опор);

$K_{HV} = 1{,}2$ (колеса припрацьовуються);

$K_{H\alpha} = 1{,}13$ (див. табл. 29, очікується 8-а ступінь точності й колова швидкість до 10 м/с).

3 Розрахунок міжосьової відстані.

$$a \geq K_{ap}(U_{1-2}+1)\sqrt[3]{\frac{P_1 K_{H\beta} K_{HV} K_{H\alpha}}{2n_1\psi_{ba}U_{1-2}[\sigma]^2_{H\ розр}}} =$$

$$= 8{,}7\cdot 10^3(4{,}5+1)\sqrt[3]{\frac{3{,}17\cdot 1{,}08\cdot 1{,}2\cdot 1{,}13}{2\cdot 894\cdot 0{,}25\cdot 4{,}5\cdot 638^2}} \cong 85{,}3\ мм.$$

Приймається з табл. 30 $a = 90\,мм$.

4 Призначення модуля.

$$m_n = (0{,}01...0{,}025)a = (0{,}01...0{,}025)90 = 0{,}9...2{,}25\,мм.$$

Приймається з табл. 31 $m_n = 2\ мм$.

5 Призначення кількості зубів й уточнення кута нахилу зуба.

$$(Z_1 + Z_2) = \frac{2\cdot a\cdot\cos\beta}{m_n} = \frac{2\cdot 90\cdot\cos 25^\circ}{2} \cong 81{,}6.$$

Приймається: $Z_1 + Z_2 = 82$.

$$\beta = \arccos\left(\frac{m_n}{2a}(Z_1+Z_2)\right) = \arccos\left(\frac{2}{2\cdot 90}\cdot 82\right) = 24{,}3406^\circ.$$

$$Z_1 = \frac{Z_1+Z_2}{U_{1-2}+1} = \frac{82}{4{,}5+1} \cong 15.$$

Приймається:

$$Z_1 = 15 > Z_{\min} = 17\cos^3\beta = 17\cos^3 24{,}3406^0 \cong 13.$$

$$Z_2 = (Z_1 + Z_2) - Z_1 = 82 - 15 = 67 .$$

$$U_{1-2\Phi} = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{67}{15} \cong 4{,}47 .$$

$$\Delta U = \left| \frac{U_{1-2} - U_{1-2\phi}}{U_{1-2}} \right| 100 = \left| \frac{4{,}50 - 4{,}47}{4{,}50} \right| 100 \cong 0{,}7\% < [\Delta U] = 2{,}5\%.$$

6 Розрахунок геометричних розмірів зубчастих коліс.
Ширина напівшеврона

$$b_2 = b_{w2} = \psi_{ba} a = 0{,}25 \cdot 90 = 22{,}5 \, мм .$$

Приймається з табл. 32 $b = 24 \, мм$.

Перевірка прийнятої ширини на торцеве перекриття:

$b_2 \geq \dfrac{4m_n}{\sin\beta} = \dfrac{4 \cdot 2}{\sin 24{,}3406^\circ} \cong 19{,}4 \, мм$ – торцеве перекриття забезпечене.

$$d_1 = \frac{m_n Z_1}{\cos\beta} = \frac{2 \cdot 15}{\cos 24{,}3406^\circ} \cong 32{,}9268 \ мм ;$$

$$d_{f1} = d_1 - 2{,}5 \cdot m_n = 32{,}9268 - 2{,}5 \cdot 2 = 27{,}9268 \ мм ;$$

$$d_{a1} = d_1 + 2m_n = 32{,}9268 + 2 \cdot 2 = 36{,}9268 \ мм ;$$

$$d_2 = \frac{m_n Z_2}{\cos\beta} = \frac{2 \cdot 67}{\cos 24{,}3406^\circ} \cong 147{,}0732 \ мм ;$$

$$d_{f2} = d_2 - 2{,}5m_n = 147{,}0732 - 2{,}5 \cdot 2 = 142{,}0732 \ мм ;$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m_n = 147{,}0732 + 2 \cdot 2 = 151{,}0732 \ мм .$$

Перевірка: $\dfrac{d_1}{2} + \dfrac{d_2}{2} = a$.

$$\frac{32{,}9268}{2} + \frac{147{,}0732}{2} = 90 \, мм .$$

7 Призначення ступеня точності.

$$V = \frac{\pi d_1 n_1}{60000} = \frac{3{,}14 \cdot 32{,}9268 \cdot 894}{60000} \cong 1{,}5 \frac{м}{с} .$$

Призначається ступінь точності ***9-В*** (див. табл. 33).

Перевірний розрахунок

1 Перевірка на контактну втомну міцність.

$$\sigma_H \leq [\sigma]_H ,$$

$$[\sigma]_H = [\sigma]_{H\ розр} = 638 \ МПа .$$

$$\sigma_H = Z_M Z_H Z_\varepsilon \frac{1}{d_1}\sqrt{\frac{2\cdot 9{,}55\cdot 10^6 P_1 K_H \left(U_{1-2}+1\right)}{2\cdot n_1\cdot b_2\cdot U_{1-2}}}\ .$$

Приймається:

$Z_M = 275\ МПа^{1/2}$;

$$Z_H = \sqrt{\frac{2\cos\beta}{\sin 2\alpha}} = \sqrt{\frac{2\cos\left(24{,}3406^\circ\right)}{\sin\left(2\cdot 20^\circ\right)}} \cong 1{,}68;$$

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{K_\varepsilon}} = \sqrt{\frac{1}{1{,}48}} \cong 0{,}82;$$

$$K_\varepsilon = \varepsilon_\alpha = \left[1{,}88 - 3{,}2\left(\frac{1}{Z_1}+\frac{1}{Z_2}\right)\right]\cos\beta =$$

$$= \left[1{,}88 - 3{,}2\left(\frac{1}{15}+\frac{1}{67}\right)\right]\cos\left(24{,}3406^\circ\right) \cong 1{,}48.$$

$$K_{H\beta} = 1{,}09\left(\frac{b_2}{d_1} = \frac{24}{32{,}9268} \cong 0{,}73\right);$$

$K_{H\alpha} = 1{,}13$ (табл. 29);

$K_{HV} = 1{,}02$ (табл. 36);

$$\sigma_H = 275\cdot 1{,}68\cdot 0{,}82\frac{1}{32{,}9268}\times$$

$$\times\sqrt{\frac{2\cdot 9{,}55\cdot 10^6\cdot 3{,}17\cdot 1{,}09\cdot 1{,}13\cdot 1{,}02\left(4{,}47+1\right)}{2\cdot 894\cdot 24\cdot 4{,}47}} \cong 536\,МПа.$$

$$\sigma_H < \left[\sigma\right]_H\ .$$

***536 МПа < 638 МПа* – контактну втомну міцність забезпечено.**

2 Перевірка на втомну міцність при згинанні.

$$\sigma_F \le \left[\sigma\right]_F\ .$$

З'ясовується, по якому із зубчастих коліс пари вести розрахунок, з цією метою для шестірні й колеса розраховується $\frac{\left[\sigma\right]_F}{Y_F}$.

Допустиме напруження при згинанні

$$\left[\sigma\right]_F = \frac{\sigma_{F\lim b}}{S_F} K_{F_C} K_{F_L}\ .$$

$K_{F_C} = 1$ (для нереверсивних передач).

Для шестірні:

$\sigma_{F\lim b} = 600\ МПа$ (див. табл. 37);

$K_{F_L} = \sqrt[9]{\frac{N_{FO}}{N_{FE_1}}} = \sqrt[9]{\frac{4 \cdot 10^6}{228962045}} \cong 0{,}64 < 1$, приймається $K_{F_L} = 1$;

$N_{FO} = 4 \cdot 10^6$ – для всіх сталей;

$$N_{FE_1} = 60 n_1 \sum_{i=1}^{k} \left[\left(\frac{P_i}{P_1} \right)^9 t_i \right] =$$

$$= 60 \cdot 894 \cdot (1^9 \cdot 4000 + 0{,}8^9 \cdot 2000 + 0{,}3^9 \cdot 3000) \cong 228962045;$$

$S_F = 2{,}2$ (див. табл. 39 при ймовірності неруйнування зубів більше 0,99);

$$[\sigma]_{F_1} = \frac{600}{2{,}2} \cdot 1 \cdot 1 \cong 273\ МПа\ .$$

Для колеса:

$\sigma_{F\lim b} = 1{,}8 H_{HB} = 1{,}8 \cdot 286 \cong 515\ МПа$.

$K_{F_L} = \sqrt[6]{\frac{N_{FO}}{N_{FE_2}}} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{53964635}} \cong 0{,}65 < 1$, приймається $K_{F_L} = 1$;

$$N_{FE_2} = 60 n_2 \sum_{i=1}^{k} \left[\left(\frac{P_i}{P_1} \right)^6 t_i \right] =$$

$$= 60 \cdot 198{,}7 \cdot (1^6 \cdot 4000 + 0{,}8^6 \cdot 2000 + 0{,}3^6 \cdot 3000) \cong 53964635;$$

$$[\sigma]_{F_2} = \frac{515}{2{,}2} \cdot 1 \cdot 1 \cong 234\ МПа.$$

$Y_{F_1} = 4{,}09$ (див. табл. 22 при $Z_{1E} = \frac{Z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{15}{\cos^3 24{,}3406^\circ} \cong 20$);

$Y_{F2} = 3{,}605$ ($Z_{2E} = \frac{Z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{67}{\cos^3 24{,}3406^\circ} \cong 89$);

$$\frac{[\sigma]_{F_1}}{Y_{F_1}} = \frac{273}{4{,}09} \cong 67; \qquad \frac{[\sigma]_{F_2}}{Y_{F_2}} = \frac{234}{3{,}605} \cong 65.$$

Більш «слабким» елементом є колесо, по якому й ведеться подальший розрахунок.

$$\sigma_F = Y_{F_2} Y_\beta \frac{2 \cdot 9{,}55 \cdot 10^6 \cdot P_2 \; K_{F\alpha} \; K_{F\beta} \; K_{FV}}{2 \cdot n_2 \; d_2 \; b_2 \; m_n}.$$

Приймається:

$Y_{F_2} = 3{,}605$;

$Y_\beta = 1 - \frac{\beta^\circ}{140^\circ} = 1 - \frac{24{,}3406^\circ}{140^\circ} = 0{,}83$;

$K_{F\beta} = 1{,}22$ (див. табл. 35 при $\frac{b_2}{d_1} \cong 0{,}73$; положення колеса – поблизу однієї з опор, колеса припрацьовуються);

$K_{F\alpha} = \frac{4 + (\varepsilon_\alpha - 1)(n-5)}{4\varepsilon_\alpha} = \frac{4 + (1{,}48 - 1)(9-5)}{4 \cdot 1{,}48} = 1$;

$K_{FV} = 1{,}055$ (див. табл. 36).

$$\sigma_F = 3{,}605 \cdot 0{,}83 \frac{2 \cdot 9{,}55 \cdot 10^6 \cdot 3{,}07 \cdot 1 \cdot 1{,}2 \cdot 1{,}055}{2 \cdot 198{,}7 \cdot 147{,}0732 \cdot 24 \cdot 2} \cong 80{,}5 \; МПа.$$

$$\sigma_F < [\sigma]_F .$$

***80,5 МПа < 234,0 МПа* – втомну міцність при згинанні забезпечено.**

3 Перевірка на контактну міцність при дії максимальних навантажень:

$$\sigma_{H\max} \le [\sigma]_{H\max},$$

$$\sigma_{H\max} = \sigma_H \sqrt{K_{пер}} = 536 \cdot \sqrt{2{,}6} \cong 864 МПа,$$

де $K_{пер} = \left(\frac{T_{\max}}{T_{ном}}\right)\left(\frac{P_{ед}}{P_{потр}}\right) = 2{,}2 \cdot \frac{4}{3{,}37} \cong 2{,}6$;

$$[\sigma]_{H\max} = 2{,}8\sigma_T = 2{,}8 \cdot 750 = 2100 \; МПа,$$

де $\sigma_T = 750 \; МПа$ (див. табл. 24), вибираємо по найменш твердому колесу 2;

$$\sigma_{H\max} < [\sigma]_{H\max}.$$

***864 МПа < 2100 МПа* – контактну міцність при дії максимальних навантажень забезпечено.**

4 Перевірка на міцність при згинанні максимальним навантаженням:

$$\sigma_{F\max} \le [\sigma]_{F\max},$$

$$\sigma_{F\max} = \sigma_F K_{пер} = 80{,}5 \cdot 2{,}6 \cong 209\ МПа.$$

$$[\sigma]_{F\max} = 2{,}75 H_{HB} = 2{,}75 \cdot 286 \cong 787\ МПа\ .$$

$$\sigma_{F\max} < [\sigma]_{F\max}.$$

***209 МПа < 787 МПа* – міцність при згинанні максимальним навантаженням забезпечено.**

2.3.2 Розрахунок косозубої циліндричної передачі 3–4

Вихідні дані вибираємо з результатів кінематичного розрахунку за табл. 13:

P_3 = 3,04 кВт;

P_4 = 2,95 кВт;

n_3 = 198,7 хв$^{-1}$;

n_4 = 55,96 хв$^{-1}$;

$U_{3\text{-}4}$ = 3,55.

Режим навантаження:

Частота обертання	Час роботи в годинах з використанням потужності					
	t_1	P_1	t_2	P_2	t_3	P_3
n_1	4000	P	2000	$0{,}8P$	3000	$0{,}3P$

Проектувальний розрахунок

1 Призначення матеріалів і розрахунок допустимих напружень.

При виборі матеріалів і режимів термообробки пари 3–4 необхідно мати на увазі, що для забезпечення мінімальних габаритів редуктора й оптимальних умов змащення $d_2 \cong d_4$.

За табл. 24, 25 вибираємо:

- для шестірні приймається Сталь 40Х з термообробкою – поліпшення з твердістю 269…302 НВ (найбільш імовірна твердість $H_3 = 286\ HB$), $\sigma_{B_3} = 900\ МПа$; $\sigma_{T_3} = 750\ МПа$;
- для колеса приймається Сталь 40Х з термообробкою – поліпшення з твердістю 235…262 НВ (найбільш імовірна твердість $H_4 = 249\ HB$), $\sigma_{B_4} = 790\ МПа$, $\sigma_{T_4} = 640\ МПа$.

Допустимі контактні напруження

$$[\sigma]_H = \frac{\sigma_{H\lim b}}{S_H} K_{H_L} Z_R Z_V K_L K_{XH}\ .$$

Для шестірні:

$\sigma_{H\lim b} = 2H_{HB} + 70 = 2 \cdot 286 + 70 = 642$ *МПа* (див. табл. 26);

$S_H = 1{,}1$ (див. табл. 27);

$K_{H_L} = \sqrt[6]{\dfrac{N_{HO_3}}{N_{HE_3}}} = \sqrt[6]{\dfrac{23572179}{60851600}} \cong 0{,}85 < 1$, приймається $K_{H_L} = 1$;

$N_{HO_3} = 30H_{HB}^{2,4} = 30 \cdot 286^{2,4} \cong 23572179$;

$N_{HE_3} = N_{HE_2} = 60851600$ (див. розрахунок пари 1–2);

$Z_R = 1$ (прийнято $R_a = 1{,}25...0{,}63$);

$Z_V = 1$ (очікується *V < 5 м/с*);

$K_L = 1$ (закрита передача, що добре змащується);

$K_{XH} = 1$ (очікується діаметр коліс менше 700 мм).

$$[\sigma]_{H_3} = \frac{642}{1{,}1} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cong 584 \text{ МПа}.$$

Для колеса:

$\sigma_{H\lim b} = 2H_{HB} + 70 = 2 \cdot 249 + 70 = 568$ *МПа* (див. табл. 26);

$S_H = 1{,}1$ (див. табл. 27);

$K_{H_L} = \sqrt[6]{\dfrac{N_{HO_4}}{N_{HE_4}}} = \sqrt[6]{\dfrac{16904397}{17141296}} \cong 0{,}99 < 1$, приймається $K_{HL} = 1$;

$N_{HO_4} = 30H_{HB}^{2,4} = 30 \cdot 249^{2,4} \cong 16904397$;

$N_{HE_4} = \dfrac{N_{HE_3}}{U_{3-4}} = \dfrac{60851600}{3{,}55} \cong 17141296$;

$$[\sigma]_{H_4} = \frac{568}{1{,}1} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cong 516 \text{ МПа}.$$

Для зубів косозубої передачі (при *H < 350 HB*) розрахункове допустиме контактне напруження визначаємо за формулою:

$$[\sigma]_{H\ розр} = 0{,}45([\sigma]_{H_3} + [\sigma]_{H_4}) = 0{,}45(584 + 516) \cong$$
$$\cong 495 \text{ МПа} < [\sigma]_{H_{\min}} = 516 \text{ МПа}.$$

Приймається $[\sigma]_{H\ розр} = 516$ *МПа*.

2 Призначення орієнтовного кута нахилу зуба й коефіцієнтів:

$\beta \cong 16^\circ$;

$\psi_{ba} = 0{,}315$ (див. табл. 28);

$K_{H\beta} = 1$ (див. табл. 35 при $\frac{b}{d_3} = \psi_{ba}\frac{U_{3-4}+1}{2} = 0{,}315\frac{3{,}55+1}{2} \cong 0{,}72$, колеса припрацьовуються, положення колеса – усередині між опорами);

$K_{HV} = 1{,}2$ (колеса припрацьовуються);

$K_{H\alpha} = 1{,}13$ (очікується 8-а ступінь точності й колова швидкість до 10 м/с).

3 Розрахунок міжосьової відстані:

$$a \geq K_{ap}(U_{3-4}+1)\sqrt[3]{\frac{P_3 K_{H\beta} K_{HV} K_{H\alpha}}{n_3 \psi_{ba} U_{3-4} [\sigma]^2_{Hрозр}}} =$$

$$= 8{,}9 \cdot 10^3 (3{,}55+1)\sqrt[3]{\frac{3{,}04 \cdot 1 \cdot 1{,}2 \cdot 1{,}13}{198{,}7 \cdot 0{,}315 \cdot 3{,}55 \cdot 516^2}} \cong 166{,}6 \text{ мм.}$$

Приймається з табл. 30 $a = 180 мм$, і тоді

$$d_4 = \frac{2a \cdot U_{3-4}}{U_{3-4}+1} = \frac{2 \cdot 180 \cdot 3{,}55}{3{,}55+1} \cong 280{,}8791 \text{ мм}.$$

Оскільки $d_4 >> d_2$ (280,8791 >> 147,0732 мм), необхідно, згідно з рекомендаціями, або змінити ширину колеса, або призначити більш дорогі матеріали й термообробку коліс, що забезпечує більш високу твердість робочої поверхні зубів. Ураховуючи, що значення d_4 майже в 2 рази перевищує d_2, приймається рішення збільшити твердість пари 3–4.

З рекомендацій табл. 25 приймається для шестірні Сталь 40Х (поліпшення, поверхневе гартування СВЧ) із твердістю 45…53 HRC ($H_3 = 49\ HRC$, але з урахуванням рекомендацій $H_3 = H_4 + (30...35)HB$ приймається $H_3 = 52\ HRC$), $\sigma_{B_3} = 900\ МПа$; $\sigma_{T_3} = 750\ МПа$.

Приймається для колеса Сталь 40Х (поліпшення й поверхневе гартування СВЧ) із твердістю 45…53 HRC (найбільш прийнятна твердість $H_4 = 49\ HRC$), $\sigma_{B_4} = 900\ МПа$; $\sigma_{T_4} = 750\ МПа$.

Для шестірні:

$\sigma_{H\lim b} = 17 H_{HRC} + 200 = 17 \cdot 52 + 200 = 1084\ МПа;$

$S_H = 1{,}2$;

$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{98975859}{60851600}} \cong 1{,}08 < 1{,}6.$ Приймається $K_{HL} = 1{,}08$;

$N_{HO_3} = 30 \cdot 520^{2,4} \cong 98975859;$

$$[\sigma]_{H_3} = \frac{1084}{1,2} \cdot 1,08 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cong 976 \ МПа.$$

Для колеса:

$\sigma_{H\lim b} = 17 \cdot 49 + 200 = 1033 \ МПа;$

$S_H = 1,2;$

$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{85820659}{17141296}} \cong 1,31 < 1,6.$ Приймається $K_{HL} = 1,31;$

$N_{HO_4} = 30 \cdot 490^{2,4} \cong 85820659;$

$$[\sigma]_{H_4} = \frac{1033}{1,2} \cdot 1,31 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cong 1128 \ МПа.$$

За розрахункове допустиме контактне напруження береться менше з допустимих напружень шестірні і колеса – $[\sigma]_{Нрозр} = 976 \ МПа$.

4 Призначення орієнтовного кута нахилу зуба й коефіцієнтів:

$$\beta \cong 16^\circ; \ \psi_{ba} = 0,315; \ K_{H\beta} = 1; \ K_{HV} = 1,2; \ K_{H\alpha} = 1,13.$$

5 Розрахунок міжосьової відстані:

$$a \geq 8,9 \cdot 10^3 (3,55+1) \sqrt[3]{\frac{3,04 \cdot 1 \cdot 1,2 \cdot 1,13}{198,7 \cdot 0,315 \cdot 3,55 \cdot 976^2}} \cong 109 \ мм.$$

Приймається з табл. 30 $a = 112 \, мм$.

6 Призначення модуля:

$$m_n = (0,01...0,025) \cdot a = (0,01...0,025) \cdot 112 = 1,12...2,80 \ мм.$$

Для уніфікації інструмента (див. пару 1–2) приймається $m_n = 2 \, мм$.

7 Призначення чисел зубів:

$$(Z_3 + Z_4) = \frac{2a\cos\beta}{m_n} = \frac{2 \cdot 112 \cdot \cos 16^0}{2} \cong 108;$$

$$\beta = \arccos\left(\frac{m_n}{2a}(Z_3 + Z_4)\right) = \arccos\left(\frac{2}{2 \cdot 112} \cdot 108\right) \cong 15,3589 \ ;$$

$$Z_3 = \frac{(Z_3 + Z_4)}{U_{3-4} + 1} = \frac{108}{3,55 + 1} \cong 24 > Z_{min} = 17 \cdot \cos 15,3589^\circ \cong 16 \ ;$$

$$Z_4 = (Z_3 + Z_4) - Z_3 = 108 - 24 = 84 \ ;$$

$$U_{3-4ф} = \frac{Z_4}{Z_3} = \frac{84}{24} \cong 3{,}5;$$

$$\Delta U = \left| \frac{U_{3-4} - U_{3-4ф}}{U_{3-4}} \right| 100 = \left| \frac{3{,}55 - 3{,}5}{3{,}55} \right| 100 \cong 1{,}4\% < [\Delta U] = 2{,}5\%.$$

8 Розрахунок геометричних розмірів зубчастих коліс:

$$b_4 = \psi_{ba}\ a = 0{,}315 \cdot 112 \cong 35{,}3\ мм.$$

Приймається $b_4 = 36\ мм$;

$b_4 \geq \frac{4\ m_n}{\sin\beta} = \frac{4 \cdot 2}{\sin 15{,}3589^\circ} \cong 30{,}2\ мм$ – торцеве перекриття забезпечено;

$$d_3 = \frac{m_n Z_3}{\cos\beta} = \frac{2 \cdot 24}{\cos 15{,}3589^\circ} \cong 49{,}7778\ мм;$$

$$d_{f3} = d_3 - 2{,}5 m_n = 49{,}7778 - 2{,}5 \cdot 2 = 44{,}7778\ мм;;$$

$$d_{a3} = d_3 + 2 m_n = 49{,}7778 + 2 \cdot 2 = 53{,}7778\ мм;;$$

$$d_4 = \frac{m_n Z_4}{\cos\beta} = \frac{2 \cdot 84}{\cos 15{,}3589^\circ} \cong 174{,}2222\ мм;$$

$$d_{f4} = d_4 - 2{,}5 m_n = 174{,}2222 - 2{,}5 \cdot 2 = 169{,}2222\ мм;$$

$$d_{a4} = d_4 + 2 m_n = 174{,}2222 + 2 \cdot 2 = 178{,}2222\ мм.$$

Перевірка: $\frac{d_3}{2} + \frac{d_4}{2} = a$;

$$\frac{49{,}7778}{2} + \frac{174{,}2222}{2} = 112\ мм.$$

Оскільки d_4 співмірно з d_2, розрахунок виконаний задовільно.

9 Призначення ступеня точності:

$$V = \frac{\pi d_3 n_3}{60000} = \frac{3{,}14 \cdot 49{,}7778 \cdot 198{,}7}{60000} \cong 0{,}52 \frac{м}{с}.$$

Призначається ступінь точності ***9-В*** (див. табл. 33).

Перевірний розрахунок

1 Перевірка на контактну втомну міцність:

$$\sigma_H \leq [\sigma]_H;$$

$$[\sigma]_H = [\sigma]_{Hрозр} = 976\ МПа;$$

$$\sigma_H = Z_M Z_H Z_\varepsilon \frac{1}{d_3}\sqrt{\frac{2\cdot 9{,}55\cdot 10^6 P_3 K_H \left(U_{3-4}+1\right)}{n_3\cdot b_4\cdot U_{3-4}}},$$

де $Z_M = 275\ МПа^{1/2}$;

$$Z_H = \sqrt{\frac{2\cos\beta}{\sin 2\alpha}} = \sqrt{\frac{2\cdot\cos 15{,}3589^\circ}{\sin(2\cdot 20^\circ)}} \cong 1{,}73;$$

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{K_\varepsilon}} = \sqrt{\frac{1}{1{,}65}} \cong 0{,}78;$$

$$K_\varepsilon = \varepsilon_\alpha = \left[1{,}88 - 3{,}2\left(\frac{1}{Z_3}+\frac{1}{Z_4}\right)\right]\cos\beta =$$

$$= \left[1{,}88 - 3{,}2\left(\frac{1}{24}+\frac{1}{84}\right)\right]\cos 15{,}3589^\circ \cong 1{,}65.$$

$K_{H\beta} = 1{,}062$ (див. табл. 35 при $\frac{b_4}{d_3} = \frac{36}{49{,}7778} \cong 0{,}72$; колеса не працьовуються; положення колеса – усередині між опорами);

$K_{H\alpha} = 1{,}13$ (див. табл. 29);

$K_{HV} = 1{,}01$ (див. табл. 36);

$$\sigma_H = 275\cdot 1{,}73\cdot 0{,}78\cdot\frac{1}{49{,}7778}\times$$

$$\times\sqrt{\frac{2\cdot 9{,}55\cdot 10^6\cdot 3{,}04\cdot 1{,}062\cdot 1{,}13\cdot 1{,}01\cdot(3{,}5+1)}{198{,}7\cdot 36\cdot 3{,}5}} \cong 838\ МПа.$$

$$\sigma_H < [\sigma]_H.$$

838МПа < 976 МПа – контактну втомну міцність забезпечено.

2 Перевірка на втомну міцність при згинанні:

$$\sigma_F \le [\sigma]_F.$$

З'ясовується, по якому із зубчастих коліс пари вести розрахунок, для чого для шестірні й колеса розраховується $\frac{[\sigma]_F}{Y_F}$.

Допустиме напруження при згинанні

$$[\sigma]_F = \frac{\sigma_{F\lim b}}{S_F} K_{F_C} K_{F_L},$$

де $\sigma_{F\lim b} = 600\ МПа$;

$K_{F_C} = 1$ (навантаження однобічне);

$S_F = 2{,}2$ (при ймовірності неруйнування більше 0,99).

Для шестірні:

$K_{F_L} = \sqrt[9]{\frac{N_{FO}}{N_{FE_3}}} = \sqrt[9]{\frac{4 \cdot 10^6}{50888991}} \cong 0{,}75 < 1$, приймається $K_{F_L} = 1$;

$N_{FO} = 4 \cdot 10^6$ – для всіх сталей;

$$N_{FE_3} = 60 n_3 \sum_{i=1}^{k} \left[\left(\frac{P_i}{P_1} \right)^9 t_i \right] =$$

$$= 60 \cdot 198{,}7 \cdot (1^9 \cdot 4000 + 0{,}8^9 \cdot 2000 + 0{,}3^9 \cdot 3000) \cong 50888991;$$

$$[\sigma]_{F_3} = \frac{600}{2{,}2} \cdot 1 \cdot 1 \cong 273\ МПа.$$

Для колеса:

$K_{F_L} = \sqrt[9]{\frac{N_{FO}}{N_{FE_4}}} = \sqrt[9]{\frac{4 \cdot 10^6}{14334927}} \cong 0{,}87 < 1$, приймається $K_{F_L} = 1$;

$$N_{FE_4} = \frac{N_{FE_3}}{U_{3-4}} = \frac{50888991}{3{,}55} \cong 14334927;$$

$$[\sigma]_{F_4} = \frac{600}{2{,}2} \cdot 1 \cdot 1 \cong 273\ МПа.$$

$Y_{F_3} = 3{,}85$ (за табл. 22, при $Z_{3E} = \frac{Z_3}{\cos^3 \beta} = \frac{24}{\cos^3 15{,}3589^\circ} \cong 27$);

$Y_{F_4} = 3{,}603$ (за табл. 22, при $Z_{4E} = \frac{Z_4}{\cos^3 \beta} = \frac{84}{\cos^3 15{,}3589^\circ} \cong 94$);

$$\frac{[\sigma]_{F_3}}{Y_{F_3}} = \frac{273}{3{,}85} \cong 71; \qquad \frac{[\sigma]_{F_4}}{Y_{F_4}} = \frac{273}{3{,}603} \cong 76.$$

Більш «слабким» елементом є шестірня, по якій і ведеться подальший розрахунок:

$$\sigma_F = Y_{F_3} Y_\beta \frac{2 \cdot 9{,}55 \cdot 10^6 \; P_3 \; K_{F\alpha} \; K_{F\beta} \; K_{FV}}{n_3 \; d_3 \; b_4 \; m_n},$$

де $Y_\beta = 1 - \frac{\beta^\circ}{140^\circ} = 1 - \frac{15{,}3589^\circ}{140^\circ} \cong 0{,}89$;

$K_{F\beta} = 1{,}088$ (див. табл. 35 при $\frac{b_4}{d_3} = \frac{36}{49{,}7778} \cong 0{,}72$; положення колеса – усередині між опорами; колеса не припрацьовуються);

$K_{F\alpha} = \frac{4 + (\varepsilon_\alpha - 1)(n-5)}{4\varepsilon_\alpha} = \frac{4 + (1{,}65 - 1)(9-5)}{4 \cdot 1{,}65} = 1$;

$K_{FV} = 1{,}01$ (табл. 36, при $H_2 \geq 40\,HRC$);

$$\sigma_F = 3{,}85 \cdot 0{,}89 \frac{2 \cdot 9{,}55 \cdot 10^6 \cdot 3{,}04 \cdot 1 \cdot 1{,}088 \cdot 1{,}01}{198{,}7 \cdot 49{,}7778 \cdot 36 \cdot 2} \cong 307 \; МПа.$$

$$\sigma_F > [\sigma]_F.$$

***307 МПа > 273 МПа* – втомну міцність при згинанні не забезпечено.**

Приймається рішення збільшити модуль зачеплення – $m_n = 2{,}5$ *мм*.

Перераховуємо геометричні параметри передачі 3–4:

$$(Z_3 + Z_4) = \frac{2a\cos\beta}{m_n} = \frac{2 \cdot 112 \cdot \cos 16^0}{2{,}5} \cong 86;$$

$$\beta = \arccos\left(\frac{m_n}{2a}(Z_3 + Z_4)\right) = \arccos\left(\frac{2{,}5}{2 \cdot 112} \cdot 86\right) \cong 16{,}2967;$$

$$Z_3 = \frac{(Z_3 + Z_4)}{U_{3-4} + 1} = \frac{86}{3{,}55 + 1} \cong 19 > Z_{\min} = 17 \cdot \cos 16{,}2967^\circ \cong 15;$$

$$Z_4 = (Z_3 + Z_4) - Z_3 = 86 - 19 = 67;$$

$$U_{3-4ф} = \frac{Z_4}{Z_3} = \frac{67}{19} \cong 3{,}53;$$

$$\Delta U = \left|\frac{U_{3-4} - U_{3-4ф}}{U_{3-4}}\right| 100 = \left|\frac{3{,}55 - 3{,}53}{3{,}55}\right| 100 \cong 0{,}6\% < [\Delta U] = 2{,}5\%;$$

$$b_4 = \psi_{ba} \; a = 0{,}315 \cdot 112 \cong 35{,}3 \; мм.$$

Приймається $b_4 = 36$ *мм*;

$b_4 \geq \frac{4\,m_n}{\sin\beta} = \frac{4 \cdot 2{,}5}{\sin 16{,}2967^\circ} \cong 35{,}6$ *мм* – торцеве перекриття забезпечено;

$$d_3 = \frac{m_n Z_3}{\cos\beta} = \frac{2{,}5 \cdot 19}{\cos 16{,}2967^\circ} \cong 49{,}4884 \; мм;$$

$$d_{f3} = d_3 - 2{,}5m_n = 49{,}4884 - 2{,}5 \cdot 2{,}5 = 43{,}2384 \ мм;;$$

$$d_{a3} = d_3 + 2m_n = 49{,}4884 + 2 \cdot 2{,}5 = 54{,}4884 \ мм;;$$

$$d_4 = \frac{m_n Z_4}{\cos\beta} = \frac{2{,}5 \cdot 67}{\cos 16{,}2967^\circ} \cong 174{,}5116 \ мм;$$

$$d_{f4} = d_4 - 2{,}5m_n = 174{,}5116 - 2{,}5 \cdot 2{,}5 = 168{,}2616 \ мм;$$

$$d_{a4} = d_4 + 2m_n = 174{,}5116 + 2 \cdot 2{,}5 = 179{,}5116 \ мм.$$

Перевірка: $\frac{d_3}{2} + \frac{d_4}{2} = a$;

$$\frac{49{,}4884}{2} + \frac{174{,}5116}{2} = 112 мм;$$

$$V = \frac{\pi d_3 n_3}{60000} = \frac{3{,}14 \cdot 49{,}4884 \cdot 198{,}7}{60000} \cong 0{,}5 \ \frac{м}{с}.$$

Призначається ступінь точності ***9-В*** (див. табл. 33).

$Y_{F_3} = 4{,}0$ (за табл. 22, при $Z_{3E} = \frac{Z_3}{\cos^3\beta} = \frac{19}{\cos^3 16{,}2967^\circ} \cong 22$);

$Y_{F_4} = 3{,}61$ (за табл. 22, при $Z_{4E} = \frac{Z_4}{\cos^3\beta} = \frac{67}{\cos^3 16{,}2967^\circ} \cong 76$);

$$\frac{[\sigma]_{F_3}}{Y_{F_3}} = \frac{273}{4{,}0} \cong 68; \qquad \frac{[\sigma]_{F_4}}{Y_{F_4}} = \frac{273}{3{,}61} \cong 76.$$

Більш «слабким» елементом є шестірня, по якій і ведеться подальший розрахунок:

$$\sigma_F = Y_{F_3} Y_\beta \frac{2 \cdot 9{,}55 \cdot 10^6 \ P_3 \ K_{F\alpha} \ K_{F\beta} \ K_{FV}}{n_3 \ d_3 \ b_4 \ m_n},$$

де $Y_\beta = 1 - \frac{\beta^\circ}{140^\circ} = 1 - \frac{16{,}2967^\circ}{140^\circ} \cong 0{,}88$;

$K_{F\beta} = 1{,}09$ (див. табл. 35 при $\frac{b_4}{d_3} = \frac{36}{49{,}4884} \cong 0{,}73$; положення колеса – усередині між опорами; колеса не припрацьовуються);

$$\varepsilon_\alpha = \left[1{,}88 - 3{,}2\left(\frac{1}{19} + \frac{1}{67}\right)\right]\cos 16{,}2967^\circ \cong 1{,}6;$$

$$K_{F\alpha} = \frac{4 + (\varepsilon_\alpha - 1)(n-5)}{4\varepsilon_\alpha} = \frac{4 + (1{,}6 - 1)(9-5)}{4 \cdot 1{,}6} = 1;$$

$K_{FV} = 1{,}01$ (табл. 36, при $H_2 \geq 40\,HRC$);

$$\sigma_F = 4 \cdot 0{,}88 \frac{2 \cdot 9{,}55 \cdot 10^6 \cdot 3{,}04 \cdot 1 \cdot 1{,}09 \cdot 1{,}01}{198{,}7 \cdot 49{,}4884 \cdot 36 \cdot 2{,}5} \cong 254\ МПа;$$

$$\sigma_F < [\sigma]_F.$$

***254 МПа < 273 МПа* – втомну міцність при згинанні забезпечено.**

3 Перевірка на контактну міцність при дії максимальних навантажень:

$$\sigma_{H\max} \leq [\sigma]_{H\max},$$

$$\sigma_{H\max} = \sigma_H \sqrt{K_{пер}} = 838 \cdot \sqrt{2{,}6} \cong 1351\,МПа,$$

де $K_{пер} = 2{,}6$ (див. розрахунок пари 1–2);

$$[\sigma]_{H\max} = 40\,H_{HRC} = 40 \cdot 49 = 1960\ МПа;$$

$$\sigma_{H\max} < [\sigma]_{H\max}.$$

***1351 МПа < 1960 МПа* – контактну міцність при дії максимальних навантажень забезпечено.**

4 Перевірка на міцність при згинанні максимальним навантаженням:

$$\sigma_{F\max} \leq [\sigma]_{F\max},$$

де $\sigma_{F\max} = \sigma_F K_{пер} = 254 \cdot 2{,}6 = 660\ МПа$;

$[\sigma]_{F\max} = (25...30)H_{HRC} = (25...30) \cdot 49 = (1225...1470)\,МПа$.

Приймається $[\sigma]_{F\max} = 1225\ МПа$.

$$\sigma_{F\max} < [\sigma]_{F\max}.$$

***660 МПа < 1225 МПа* – міцність при згинанні максимальним навантаженням забезпечено.**

Приклад 2. Виконати розрахунки зубчастих передач за наведеною схемою й вихідними даними (див. рис. 5).

2.3.3 Розрахунок конічної передачі 1-2

Вихідні дані вибираємо з результатів кінематичного розрахунку за табл. 15:

$P_1 = 4{,}82$ кВт;

$P_2 = 4{,}63$ кВт;

$n_1 = 1445$ хв$^{-1}$;

$n_2 = 802{,}8$ хв$^{-1}$;

$U_{1\text{-}2} = 1{,}8$.

$K_{пер} = \beta = 1{,}8$.

Режим навантаження:

Частота обертання	Час роботи в годинах із використанням потужності					
	t_1	P_1	t_2	P_2	t_3	P_3
n_1	4000	P	3000	0,7P	2000	0,2P
n_2	6000	P	6000	0,3P	3000	0,3P

Проектувальний розрахунок

Примітка. Конічна прямозуба передача 1–2 постійного зачеплення, що необхідно мати на увазі при розрахунках еквівалентних чисел циклів зміни напружень.

1 Призначення матеріалів і розрахунок допустимих напружень.

Приймається для виготовлення шестірні й колеса Сталь 45 з термообробкою – поліпшення.

За даними табл. 24, 25 вибираємо:

- для шестірні – твердість поверхні зубів $H_1 = 269\ldots302$ НВ (найбільш імовірна твердість $H_1 = 286$ НВ), $\sigma_{B_1} = 890\ МПа$, $\sigma_{T_1} = 650\ МПа$;
- для колеса – твердість поверхні зубів $H_2 = 235\ldots262$ НВ (найбільш імовірна твердість $H_2 = 249$ НВ), $\sigma_{B_1} = 780\ МПа$, $\sigma_{T_1} = 540\ МПа$.

Допустимі контактні напруження

$$[\sigma]_H = \frac{\sigma_{H\lim b}}{S_H} K_{H_L} Z_R Z_V K_L K_{XH}.$$

Для шестірні:

$\sigma_{H\lim b} = 2H_{HB} + 70 = 2 \cdot 286 + 70 = 642\ МПа$;

$S_H = 1{,}1$;

$K_{HL} = \sqrt[6]{\dfrac{N_{HO_1}}{N_{HE_1}}} = \sqrt[6]{\dfrac{23572179}{978669600}} \cong 0{,}54 < 1$, приймається $K_{HL} = 1$;

$N_{HO_1} = 30H_{HB}^{2,4} = 30 \cdot 286^{2,4} \cong 23572179$;

$N_{HE_1} = 60n_1 \sum_{i=1}^{k} \left[\left(\dfrac{P_i}{P_1} \right)^3 t_i \right] = 60 \cdot 1445 \cdot (1^3 \cdot 4000 + 0{,}7^3 \cdot 3000 +$

$+ 0{,}2^3 \cdot 2000 + 1^3 \cdot 6000 + 0{,}3^3 \cdot 6000 + 0{,}3^3 \cdot 3000) \cong 978669600$;

$Z_R = 1$ (прийнято $R_a = 1{,}25...0{,}63$);

$Z_V = 1$ (очікується $V < 5$ *м/с*);

$K_L = 1$ (закрита передача, що добре змащується);

$K_{XH} = 1$ (очікується діаметр коліс менше 700 мм);

$$[\sigma]_{H_1} = \frac{642}{1{,}1} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cong 584\ МПа.$$

Для колеса:

$\sigma_{H\lim b} = 2H_{HB} + 70 = 2 \cdot 249 + 70 = 568\ МПа$;

$S_H = 1{,}1$;

$K_{HL} = \sqrt[6]{\dfrac{N_{HO_2}}{N_{HE_2}}} = \sqrt[6]{\dfrac{16904397}{543705333}} \cong 0{,}56 < 1$, приймається $K_{HL} = 1$;

$N_{HO_2} = 30H_{HB}^{2,4} = 30 \cdot 249^{2,4} \cong 16904397$;

$N_{HE_2} = \dfrac{N_{HE_1}}{U_{1-2}} = \dfrac{978669600}{1{,}8} \cong 543705333$;

$Z_R = 1$ (прийнято $R_a = 1{,}25...0{,}63$);

$Z_V = 1$ (очікується $V < 5$ *м/с*);

$K_L = 1$ (закрита передача, що добре змащується);

$K_{XH} = 1$ (очікується діаметр коліс менше 700 мм);

$$[\sigma]_{H_2} = \frac{568}{1{,}1} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cong 516\ МПа.$$

Для прямозубих передач за розрахункове допустиме контактне напруження приймається менше – $[\sigma]_{Нрозр} = 516\ МПа$.

2 Призначення коефіцієнтів:

$$K_H = K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{HV},$$

де $K_{H\alpha} = 1$ (прямі зуби);

$K_{H\beta} = 1{,}1$ (див. табл. 35 при $\frac{b_2}{d_{e1}} \cong 0{,}15\sqrt{1+U_{1-2}^2} = 0{,}15\sqrt{1+1{,}8^2} \cong 0{,}3$; положення – на консолі; колеса припрацьовуються);

$K_{HV} = 1{,}2$ (прийнятий орієнтовно).

3 Розрахунок діаметра колеса:

$$d_{e2\min} = K_{d2p}\sqrt[3]{\frac{P_2 \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV} \cdot U_{1-2}}{n_2 [\sigma]_H^2}} =$$

$$= 33 \cdot 10^3 \sqrt[3]{\frac{4{,}63 \cdot 1 \cdot 1{,}1 \cdot 1{,}2 \cdot 1{,}8}{802{,}8 \cdot 516^2}} \cong 123 мм.$$

Приймається найближче стандартне значення $d_{e2} = 125$ *мм* (див. табл. 40).

4 Призначення модуля.

Ураховуючи, що для силових конічних передач рекомендоване кількість зубів шестірні $Z_1 = 17...20$ при $U = 1{,}0...1{,}5$, попередньо призначаємо $Z_1 = 20$.

$$m_e = \frac{d_{e2}}{U \cdot Z_1} = \frac{125}{1{,}8 \cdot 20} \cong 3{,}47 \text{ мм}.$$

Приймається стандартний $m_e = m = 3{,}5$ *мм* (див. табл. 31).

5 Призначення кількості зубів:

$Z_2 = \frac{d_{e2}}{m} = \frac{125}{3{,}5} \cong 36$ (підбором стандартних значень модуля не вдалося забезпечити цілу кількість зубів колеса Z_2);

$$Z_1 = \frac{Z_2}{U_{1-2}} = \frac{36}{1{,}8} = 20;$$

$$U_{1-2\phi} = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{36}{20} = 1{,}8;$$

$$\Delta U = \left|\frac{U_{1-2} - U_{1`-2\phi}}{U_{1-2}}\right| 100 = \left|\frac{1{,}8 - 1{,}8}{1{,}8}\right| 100 = 0\%.$$

6 Розрахунок геометричних параметрів зубчастих коліс:

$$d_{e1} = mZ_1 = 3{,}5 \cdot 20 = 70\ мм\ ;$$

$$d_{e2} = mZ_2 = 3{,}5 \cdot 36 = 126\ мм\ ;$$

$$\delta_2 = arctg U_{1-2ф} = arctg 1{,}8 = 60{,}9454^\circ\ ;$$

$$\delta_1 = 90^\circ - \delta_2 = 90^\circ - 60{,}9454^\circ = 29{,}0546^\circ\ ;$$

$$b = 20\ мм \text{ (див. табл. 41).}$$

Зовнішні діаметри виступів і западин зубів:

$$d_{a1} = d_{e1} + 2m \cdot \cos\delta_1 = 70 + 2 \cdot 3{,}5 \cdot \cos 29{,}0546^\circ \cong 76{,}13\ мм\ ;$$

$$d_{a_2} = d_{e_2} + 2m \cdot \cos\delta_2 = 126 + 2 \cdot 3{,}5 \cdot \cos 60{,}9454^\circ \cong 129{,}40\ мм\ ;$$

$$d_{f_1} = d_{e_1} - 2{,}4m \cdot \cos\delta_1 = 70 - 2{,}4 \cdot 3{,}5 \cdot \cos 29{,}0546^\circ \cong 62{,}66\ мм;$$

$$d_{f_2} = d_{e_2} - 2{,}4m \cdot \cos\delta_2 = 126 - 2{,}4 \cdot 3{,}5 \cdot \cos 60{,}9454^\circ \cong 121{,}92\ мм.$$

Зовнішня конусна відстань

$$R_e = \frac{d_{e2}}{2\sin\delta_2} = \frac{126}{2\sin 60{,}9454^\circ} \cong 72{,}07\ мм\ .$$

Середня конусна відстань

$$R_m = R_e - 0{,}5b = 72{,}07 - 0{,}5 \cdot 20 = 62{,}07\ мм\ .$$

Середній модуль зубів

$$m_m = m\frac{R_m}{R_e} = 3{,}5 \cdot \frac{62{,}07}{72{,}07} \cong 3{,}01\ мм\ .$$

Середні ділильні діаметри шестірні й колеса:

$$d_{m1} = m_m Z_1 = 3{,}01 \cdot 20 \cong 60{,}20\ мм\ ;$$

$$d_{m2} = m_m Z_2 = 3{,}01 \cdot 36 \cong 108{,}36\ мм\ .$$

7 Призначення ступеня точності зубчастих коліс.

Залежно від колової швидкості $V_m = \frac{\pi d_{m1} n_1}{60000} = \frac{3{,}14 \cdot 60{,}2 \cdot 1445}{60000} \cong 4{,}55\ м/с$ за табл. 33 призначається ступінь точності ***7-В*** *ГОСТ 1758-81*.

Перевірний розрахунок

1 Перевірка на контактну втомну міцність:

$$\sigma_H \le [\sigma]_H\ ;$$

$$[\sigma]_H = [\sigma]_{Hрозр} = 516\ МПа\ ;$$

$$\sigma_H = Z_M Z_H Z_\varepsilon \frac{1}{d_{e_2}} \sqrt{\frac{2 \cdot 9{,}55 \cdot 10^6 P_2 K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{HV} \sqrt{1+U_{1-2ф}^2}}{n_2 \cdot b \cdot K_p}},$$

де $Z_M = 275\ МПа^{1/2}$;

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4-\varepsilon_\alpha}{3}} = \sqrt{\frac{4-1{,}7}{3}} \cong 0{,}88\ ;$$

$$\varepsilon_\alpha = 1{,}88 - 3{,}2\left(\frac{1}{Z_{E_1}} + \frac{1}{Z_{E_2}}\right) = 1{,}88 - 3{,}2\left(\frac{1}{23} + \frac{1}{74}\right) \cong 1{,}7\ ;$$

$$Z_{E_1} = \frac{Z_1}{\cos\delta_1} = \frac{20}{\cos 29{,}0546^\circ} \cong 23\ ;$$

$$Z_{E_2} = \frac{Z_2}{\cos\delta_2} = \frac{36}{\cos 60{,}9454^\circ} \cong 74\ ;$$

$$Z_H = \sqrt{\frac{2}{sin 2\alpha}} = \sqrt{\frac{2}{sin(2 \cdot 20^\circ)}} \cong 1{,}76\ ;$$

$K_{H\alpha} = 1$ – для прямих зубів;

$K_{H\beta} = 1{,}1$ (див. табл. 35 при $\frac{b}{d_{e_1}} = \frac{20}{70} \cong 0{,}29$; на консолі; колеса працюються);

$K_{HV} = 1{,}16$ (див. табл. 36 при $H_2 \le 350\ HB$; ступінь точності по нормі плавності – 7; $V = 4{,}55$ м/с);

$$K_p = 1 - \frac{b}{R_e} = 1 - \frac{20}{72{,}07} \cong 0{,}72\ ;$$

$$\sigma_H = 275 \cdot 0{,}88 \cdot 1{,}76 \cdot \frac{1}{126} \times$$

$$\times \sqrt{\frac{2 \cdot 9{,}55 \cdot 10^6 \cdot 4{,}63 \cdot 1 \cdot 1{,}1 \cdot 1{,}16 \cdot \sqrt{1+1{,}8^2}}{802{,}8 \cdot 20 \cdot 0{,}72}} \cong 479\ МПа;$$

$$\sigma_H < [\sigma]_H\ .$$

***479 МПа < 516 МПа* – контактну втомну міцність забезпечено.**

2 Перевірка на втомну міцність при згинанні:

$$\sigma_F \le [\sigma]_F\ .$$

З'ясовуємо, по якому із зубчастих коліс пари вести розрахунок, для чого для шестірні й колеса розраховується $\frac{[\sigma]_F}{Y_F}$.

$$[\sigma]_F = \frac{\sigma_{F\lim b}}{S_F} K_{F_C} K_{F_L} .$$

Для шестірні:

$[\sigma]_{F\lim b} = 1{,}8 H_{HB} = 1{,}8 \cdot 286 \cong 515\ МПа$;

$S_F = 2{,}2$;

$K_{F_C} = 1$ (нереверсивна передача);

$K_{F_L} = \sqrt[6]{\frac{N_{FO}}{N_{FE_1}}} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{898180441}} \cong 0{,}4 < 1$, приймається $K_{FL} = 1$;

$N_{FO} = 4 \cdot 10^6$;

$$N_{FE_1} = 60 n_1 \sum_{i=1}^{k} \left[\left(\frac{P_i}{P_1} \right)^6 t_i \right] = 60 \cdot 1445 \cdot (1^6 \cdot 4000 + 0{,}7^6 \cdot 3000 +$$

$$+ 0{,}2^6 \cdot 2000 + 1^6 \cdot 6000 + 0{,}3^6 \cdot 6000 + 0{,}3^6 \cdot 3000) \cong 898180441;$$

$$[\sigma]_{F_1} = \frac{515}{2{,}2} \cdot 1 \cdot 1 \cong 234\ МПа .$$

Для колеса:

$[\sigma]_{F\lim b} = 1{,}8 H_{HB} = 1{,}8 \cdot 249 \cong 448\ МПа$;

$S_F = 2{,}2$;

$K_{F_C} = 1$;

$K_{FL} = \sqrt[6]{\frac{N_{FO}}{N_{FE_2}}} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{498989134}} \cong 0{,}45 < 1$, приймається $K_{FL} = 1$;

$N_{FO} = 4 \cdot 10^6$;

$$N_{FE_2} = \frac{N_{FE_1}}{U_{1-2}} = \frac{898180441}{1{,}8} \cong 498989134;$$

$$[\sigma]_{F_2} = \frac{448}{2{,}2} \cdot 1 \cdot 1 \cong 204\ МПа ;$$

$Y_{F_1} = 4{,}0$ (див. табл. 22 при $Z_{E_1} = 23$ і $x = 0$);

$Y_{F_2} = 3{,}615$ (див. табл. 22 при $Z_{E_2} = 74$ і $x = 0$);

$$\frac{[\sigma]_{F_1}}{Y_{F_1}} = \frac{234}{4{,}0} \cong 59; \qquad \frac{[\sigma]_{F_2}}{Y_{F_2}} = \frac{204}{3{,}615} \cong 56.$$

Більш «слабким» елементом є колесо, по якому й ведеться подальший розрахунок:

$$\sigma_F = Y_{F_2} \frac{2 \cdot 9{,}55 \cdot 10^6 \; P_2 \; K_{F\alpha} \; K_{F\beta} \; K_{FV}}{n_2 \; d_{e2} \; b \;\; m_e K_p},$$

де $K_{F\alpha} = 1$ (прямі зуби);

$K_{F\beta} = 1{,}22$ (див. табл. 35 при $\frac{b}{d_{e1}} = \frac{20}{70} \cong 0{,}29$; на консолі; колеса припрацьовуються);

$K_{FV} = 1{,}38$ (див. табл. 36 при $H_2 \le 350\,HB$; ступінь точності по нормі плавності – 7; $V = 4{,}55$ м/с);

$$\sigma_F = 3{,}615 \frac{2 \cdot 9{,}55 \cdot 10^6 \cdot 4{,}63 \cdot 1 \cdot 1{,}22 \cdot 1{,}38}{802{,}8 \cdot 126 \cdot 20 \cdot 3{,}5 \cdot 0{,}72} \cong 106 \; МПа,$$

$$\sigma_F < [\sigma]_F .$$

***106 МПа < 204 МПа* – втомну міцність при згинанні забезпечено.**

3 Перевірка на контактну міцність при дії максимальних навантажень:

$$\sigma_{H\max} \le [\sigma]_{H\max},$$

$$\sigma_{H\max} = \sigma_H \sqrt{K_{пер}} = 479\sqrt{1{,}8} \cong 643 МПа,$$

де $K_{пер} = 1{,}8$ (він же коефіцієнт запасу зчеплення муфти фрикційної дискової, який зазначений у завданні на курсове проектування, $\beta = 1{,}8$).

$$[\sigma]_{H\max} = 2{,}8\sigma_T = 2{,}8 \cdot 540 = 1512 \; МПа ;$$

$$\sigma_{H\max} < [\sigma]_{H\max} .$$

***643 МПа < 1512 МПа* – контактну міцність при дії максимальних навантажень забезпечено.**

4 Перевірка на міцність при згинанні максимальним навантаженням:

$$\sigma_{F\max} \le [\sigma]_{F\max};$$

$$\sigma_{F_{\max}} = \sigma_F \cdot K_{пер} = 106 \cdot 1{,}8 \cong 191 \; МПа,$$

де $K_{пер} = 1{,}8$;

$$[\sigma]_{F\max} = 2{,}75 H_{HB} = 2{,}75 \cdot 249 \cong 685 \; МПа ;$$

$$\sigma_{F\max} < [\sigma]_{F\max} .$$

***191 МПа < 685 МПа* – міцність при згинанні максимальним навантаженням забезпечено.**

2.3.4 Розрахунок циліндричних прямозубих передач 3–4 й 5–6

Примітки:

1 Циліндричні прямозубі передачі 3–4 й 5–6 становлять блокові пари, що працюють поперемінно.

2 Оскільки пари 3–4 й 5–6 співвісні ($a_{3-4} = a_{5-6}$), розрахунок ведеться по найбільш навантаженій парі 3–4 ($U_{3-4} > U_{5-6}$). Тоді для пари 5–6 проводять тільки проектувальний розрахунок.

2.3.4.1 Розрахунок пари 3–4

Вихідні дані пари 3–4 вибираємо з результатів кінематичного розрахунку за табл. 15:

P_3 = 4,58 кВт;

P_4 = 4,44 кВт;

n_3 = 802,8 хв$^{-1}$;

n_4 = 286,7 хв$^{-1}$;

U_{3-4} = 2,8.

Режим навантаження:

Частота обертання	Час роботи в годинах з використанням потужності					
	t_1	P_1	t_2	P_2	t_3	P_3
n_1	4000	P	3000	0,7P	2000	0,2P

Проектувальний розрахунок

1 Призначення матеріалів і розрахунок допустимих напружень.

Зауваження. Для блокових пар 3–4 й 5–6 з метою забезпечення компактності механізму бажано приймати матеріал із термообробкою, що забезпечує твердість H > 350 HB. Однак при призначенні твердості робочих поверхонь зубів варто 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. Тому питання вибору матеріалу й режимів термообробки вирішується індивідуально для кожного конкретного випадку.

Приймається для виготовлення шестірні й колеса Сталь 20Х із термообробкою – поліпшення, цементація.

За табл. 24, 25 вибираємо:

- для шестірні – твердість поверхні зубів $H_3 = 57...63HRC$ (з урахуванням рекомендацій $H_3 = H_4 + (30...35)HB$ приймаємо $H_3 = 63HRC$); $\sigma_{B_3} = 1000\ МПа$, $\sigma_{T_3} = 800\ МПа$;
- для колеса – твердість поверхні зубів $H_4 = 57...63HRC$ (приймаємо $H_4 = 60HRC$); $\sigma_{B_4} = 1000\ МПа$, $\sigma_{T_4} = 800\ МПа$.

Допустимі контактні напруження

$$[\sigma]_H = \frac{\sigma_{H\lim b}}{S_H} K_{H_L} Z_R Z_V K_L K_{XH} .$$

Для шестірні:

$\sigma_{H\lim b} = 23H_{HRC} = 23 \cdot 63 = 1449\ МПа$;

$S_H = 1{,}2$;

$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO_3}}{N_{HE_3}}} = \sqrt[6]{\frac{12 \cdot 10^7}{243007560}} \cong 0{,}89 < 1$, приймається $K_{HL} = 1$;

$N_{HO_3} = 30H_{HB}^{2,4} = 30 \cdot 630^{2,4} \cong 156869522$; оскільки $N_{HO_3} > 12 \cdot 10^7$, приймається $N_{HO_3} = 12 \cdot 10^7$; $1HRC \cong 10HB$;

$$N_{HE_3} = 60n_3 \sum_{i=1}^{k} \left[\left(\frac{P_i}{P_1} \right)^3 t_i \right] = 60 \cdot 802{,}8 \cdot (1^3 \cdot 4000 + 0{,}7^3 \cdot 3000 +$$

$+ 0{,}2^3 \cdot 2000) \cong 243007560$;

$Z_R = 1$ (прийнято $R_a = 1{,}25...0{,}63$);

$Z_V = 1$ (очікується $V < 5$ *м/с*);

$K_L = 1$ (закрита передача, що добре змащується);

$K_{XH} = 1$ (очікується діаметр коліс менше 700 мм);

$$[\sigma]_{H_3} = \frac{1449}{1{,}2} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cong 1208\ МПа.$$

Для колеса:

$\sigma_{H\lim b} = 23H_{HRC} = 23 \cdot 60 = 1380\ МПа$;

$S_H = 1{,}2$;

$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO_4}}{N_{HE_4}}} = \sqrt[6]{\frac{12 \cdot 10^7}{86788414}} \cong 1{,}06$; оскільки $1 < K_{H_L} < 2{,}6$ приймається $K_{HL} = 1{,}06$;

$$N_{HO_4} = 30H_{HB}^{2,4} = 30 \cdot 600^{2,4} \cong 139535353 > 12 \cdot 10^7;\ N_{HO_4} = 12 \cdot 10^7;$$

$$N_{HE_4} = \frac{N_{HE_3}}{U_{3-4}} = \frac{243007560}{2,8} \cong 86788414;$$

$$[\sigma]_{H_4} = \frac{1380}{1,2} \cdot 1,06 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cong 1219\ МПа.$$

Для прямозубих передач для подальшого розрахунку приймається менше з допустимих напружень зубів шестірні й колеса – $[\sigma]_{Нрозр} = 1208\ МПа$.

2 Призначення коефіцієнтів.

Примітка. Для забезпечення відносно невеликої ширини коліс блокових пар, що перемикаються, рекомендується вибирати коефіцієнт ширини зубчастого колеса щодо міжосьової відстані з ряду: 0,100; 0,125; 0,160.

Приймається: $\psi_{ba} = 0,125$;

$K_{H\alpha} = 1$;

$K_{H\beta} = 1,06$ (див. табл. 35 при $\frac{b}{d_3} = \psi_{ba}\frac{U_{3-4}+1}{2} = 0,125\frac{2,8+1}{2} \cong 0,24$; поблизу однієї з опор; колеса не припрацьовуються);

$K_{HV} = 1,4$ (зубчасті колеса не припрацьовуються);

3 Розрахунок міжосьової відстані:

$$a \geq K_{ap}(U_{3-4}+1)\sqrt[3]{\frac{P_3 K_{H\beta} K_{HV} K_{H\alpha}}{n_3 \psi_{ba} U_{3-4} [\sigma]_{H\ розр}^2}} =$$

$$= 9,75 \cdot 10^3 (2,8+1)\sqrt[3]{\frac{4,58 \cdot 1,06 \cdot 1,4 \cdot 1}{802,8 \cdot 0,125 \cdot 2,8 \cdot 1208^2}} \cong 94,5\ мм.$$

Приймається стандартна $a = 90\ мм$ (табл. 30).

4 Призначення модуля:

$$m = (0,01...0,025)a = (0,01...0,025) \cdot 90 = (0,9...2,25)\ мм.$$

Приймається $m = 2\ мм$ (див. табл. 31), який забезпечує

$$(Z_3 + Z_4) = \frac{2a}{m} = \frac{2 \cdot 90}{2} = 90 \text{ – ціле число.}$$

5 Призначення чисел зубів:

$$Z_3 = \frac{Z_3 + Z_4}{U_{3-4} + 1} = \frac{90}{2{,}8 + 1} \cong 24 .$$

Приймається $Z_3 = 24$.

$$Z_4 = (Z_3 + Z_4) - Z_3 = 90 - 24 = 66 ;$$

$$U_{3-4ф} = \frac{Z_4}{Z_3} = \frac{66}{24} = 2{,}75 ;$$

$$\Delta U = \left| \frac{U_{3-4} - U_{3-4ф}}{U_{3-4}} \right| 100 = \left| \frac{2{,}80 - 2{,}75}{2{,}80} \right| 100 \cong 1{,}79\% < [\Delta U] = 2{,}5\% .$$

6 Розрахунок геометричних розмірів зубчастих коліс:

$$b = b_4 = \psi_{ba} a = 0{,}125 \cdot 90 = 11{,}5\, мм .$$

Округлюємо до найближчого більшого значення з ряду нормальних лінійних розмірів: $b = 12\, мм$.

$$d_3 = mZ_3 = 2 \cdot 24 = 48\, мм ;$$

$$d_{a3} = d_3 + 2m = 48 + 2 \cdot 2 = 52\, мм ;$$

$$d_{f3} = d_3 - 2{,}5m = 48 - 2{,}5 \cdot 2 = 43\, мм ;$$

$$d_4 = mZ_4 = 2 \cdot 66 = 132\, мм ;$$

$$d_{a4} = d_4 + 2m = 132 + 2 \cdot 2 = 136\, мм ;$$

$$d_{f4} = d_4 - 2{,}5m = 132 - 2{,}5 \cdot 2 = 127\, мм .$$

Перевірка: $\frac{d_3}{2} + \frac{d_4}{2} = a$, $\frac{48}{2} + \frac{132}{2} = 90$.

7 Призначення ступеня точності:

$$V = \frac{\pi d_3 n_3}{60000} = \frac{3{,}14 \cdot 48 \cdot 802{,}8}{60000} \cong 2{,}02 \frac{м}{с} .$$

Призначається ступінь точності ***8-В ГОСТ 1643-81.***

Перевірний розрахунок

1 Перевірка на контактну втомну міцність:

$$\sigma_H \le [\sigma]_H ;$$

$$\sigma_H = Z_M Z_H Z_\varepsilon \frac{1}{d_3} \sqrt{\frac{2 \cdot 9{,}55 \cdot 10^6 P_3 K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{HV} (U_{3-4ф} + 1)}{n_3 \cdot b_4 \cdot U_{3-4ф}}} ,$$

де $Z_M = 275\, МПа^{1/2}$;

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4-\varepsilon_\alpha}{3}} = \sqrt{\frac{4-1{,}70}{3}} \cong 0{,}88;$$

$$\varepsilon_\alpha = 1{,}88 - 3{,}2\left(\frac{1}{Z_3} + \frac{1}{Z_4}\right) = 1{,}88 - 3{,}2\left(\frac{1}{24} + \frac{1}{66}\right) \cong 1{,}70;$$

$$Z_H = \sqrt{\frac{2}{\sin 2\alpha}} = \sqrt{\frac{2}{\sin(2\cdot 20^\circ)}} \cong 1{,}76;$$

$K_{H\alpha} = 1$;

$K_{H\beta} = 1{,}07$ (див. табл. 35 при $\frac{b_4}{d_3} = \frac{12}{48} \cong 0{,}25$; положення коліс – поблизу однієї з опор; колеса не припрацьовуються);

$K_{HV} = 1{,}06$ (див. табл. 36 при $V \cong 2\ м/с$; ступінь точності по нормі плавності – 8; $H_2 \geq 40\ HRC_Э$);

$$\sigma_H = 275\cdot 0{,}88\cdot 1{,}76\cdot \frac{1}{48}\times$$

$$\times\sqrt{\frac{2\cdot 9{,}55\cdot 10^6\cdot 4{,}58\cdot 1\cdot 1{,}07\cdot 1{,}06\cdot(2{,}75+1)}{802{,}8\cdot 12\cdot 2{,}75}} \cong 1052\ МПа;$$

$$\sigma_H < [\sigma]_H.$$

***1052 МПа < 1208 МПа* – контактну втомну міцність забезпечено.**

2 Перевірка на втомну міцність при згинанні:

$$\sigma_F \leq [\sigma]_F.$$

З'ясовуємо, по якому із зубчастих коліс пари вести розрахунок, для чого для шестірні й колеса розраховуємо $\frac{[\sigma]_F}{Y_F}$.

Допустиме напруження при згинанні

$$[\sigma]_F = \frac{\sigma_{F\lim b}}{S_F} K_{F_C} K_{F_L}.$$

Для шестірні:

$\sigma_{F\lim b} = 800\ МПа$ (див. табл. 37);

$K_{F_C} = 1$ (нереверсивна передача);

$S_F = 2{,}2$ (при ймовірності неруйнування зубів 0,99);

$K_{F_L} = \sqrt[9]{\frac{N_{FO}}{N_{FE_3}}} = \sqrt[9]{\frac{4\cdot 10^6}{198503307}} \cong 0{,}65 < 1$, приймається $K_{F_L} = 1$;

$N_{FO} = 4 \cdot 10^6$;

$$N_{FE_3} = 60 n_3 \sum_{i=1}^{k} \left[\left(\frac{P_i}{P_1} \right)^9 t_i \right] = 60 \cdot 802{,}8 \cdot (1^9 \cdot 4000 + 0{,}7^9 \cdot 3000 +$$

$$+ 0{,}2^9 \cdot 2000) \cong 198503307;$$

$$[\sigma]_{F_3} = \frac{800}{2{,}2} \cdot 1 \cdot 1 \cong 364 \; МПа \; .$$

Для колеса:

$\sigma_{F\lim b} = 800 \; МПа$ (див. табл. 37);

$S_F = 2{,}2$ (при ймовірності неруйнування зубів 0,99);

$K_{F_C} = 1$ (нереверсивна передача);

$K_{F_L} = \sqrt[9]{\dfrac{N_{FO}}{N_{FE_4}}} = \sqrt[9]{\dfrac{4 \cdot 10^6}{70894038}} \cong 0{,}73 < 1$, приймається $K_{F_L} = 1$;

$N_{FO} = 4 \cdot 10^6$;

$$N_{FE_4} = \frac{N_{FE_3}}{U_{3-4}} = \frac{198503307}{2{,}8} \cong 70894038;$$

$$[\sigma]_{F_4} = \frac{800}{2{,}2} \cdot 1 \cdot 1 \cong 364 \; МПа \; ;$$

$Y_{F_3} = 3{,}90$ (див. табл. 22 при $Z_3 = 24$ і $x = 0$);

$Y_{F_4} = 3{,}618$ (див. табл. 22 при $Z_4 = 66$ і $x = 0$);

$$\frac{[\sigma]_{F_3}}{Y_{F_3}} = \frac{364}{3{,}9} \cong 93{,}3; \qquad \frac{[\sigma]_{F_4}}{Y_{F_4}} = \frac{364}{3{,}618} \cong 100{,}6.$$

Більш «слабким» елементом є шестірня, по якій ведеться подальший розрахунок:

$$\sigma_F = Y_{F_3} \frac{2 \cdot 9{,}55 \cdot 10^6 \; P_3 \; K_{F\alpha} \; K_{F\beta} \; K_{FV}}{n_3 \; d_3 \; b_4 \; m},$$

де $K_{F\alpha} = 1$ (для прямих зубів);

$K_{F\beta} = 1{,}07$ (див. табл. 35 при $\dfrac{b_4}{d_3} = \dfrac{12}{48} = 0{,}25$; поблизу однієї з опор; колеса не припрацьовуються);

$K_{FV} = 1{,}06$ (див. табл. 36 при $V = 2 \, м/с$; ступінь точності по нормі плавності – 8; $H_2 \geq 40 \, HRC_Э$);

$$\sigma_F = 3{,}9\frac{2\cdot 9{,}55\cdot 10^6\cdot 4{,}58\cdot 1\cdot 1{,}07\cdot 1{,}06}{802{,}8\cdot 48\cdot 12\cdot 2} \cong 418\ МПа\ ;$$

$$\sigma_F > [\sigma]_F .$$

***418 МПа > 364 МПа* – втомну міцність при згинанні не забезпечено.**

Приймається рішення збільшити модуль зачеплення при незмінній міжосьовій відстані передачі:

$$m = 2{,}5\,мм\ ;$$

$$(Z_3 + Z_4) = \frac{2\cdot 90}{2{,}5} = 72\ ;$$

$$Z_3 = \frac{72}{2{,}8+1} \cong 19 .$$

Приймається $Z_3 = 19 > Z_{\min} = 17$.

$$Z_4 = 72 - 19 = 53\,;$$

$$U_{3-4ф} = \frac{53}{19} \cong 2{,}79\,;$$

$$\Delta U = \left|\frac{2{,}80-2{,}79}{2{,}80}\right| 100 \cong 0{,}4\% < [\Delta U] = 2{,}5\% .$$

Тоді:

$$b_4 = 12\ мм\ ;$$

$$d_3 = 2{,}5\cdot 19 = 47{,}5\,мм\ ;$$

$$d_{a3} = 47{,}5 + 2\cdot 2{,}5 = 52{,}5\,мм\ ;$$

$$d_{f3} = 47{,}5 - 2{,}5\cdot 2{,}5 = 41{,}25\ мм\ ;$$

$$d_4 = 2{,}5\cdot 53 = 132{,}5\,мм\,;$$

$$d_{a4} = 132{,}5 + 2\cdot 2{,}5 = 137{,}5\,мм\ ;$$

$$d_{f4} = 132{,}5 - 2{,}5\cdot 2{,}5 = 126{,}25\ мм\ .$$

Перевірка: $\frac{47{,}5}{2} + \frac{132{,}5}{2} = 90.$

$$V = \frac{3{,}14\cdot 47{,}52\cdot 802{,}8}{60000} \cong 1{,}99\frac{м}{с}.$$

Призначається ступінь точності ***9-В*** ГОСТ 1643-81.

$Y_{F3} = 4{,}15$ (див. табл. 22 при $Z_3 = 19$ і $x = 0$);

$K_{F\alpha} = 1$;

$K_{F\beta} = 1{,}07$ при $\frac{b_4}{d_3} = \frac{12}{47{,}5} \cong 0{,}25$;

$K_{FV} = 1{,}07$ при $V \cong 2\frac{м}{с}$, ступінь точності – 9, $H_2 \geq 40\,HRC$;

$$\sigma_F = 4{,}15\frac{2 \cdot 9{,}55 \cdot 10^6 \cdot 4{,}58 \cdot 1 \cdot 1{,}07 \cdot 1{,}07}{802{,}8 \cdot 47{,}5 \cdot 12 \cdot 2{,}5} \cong 363\ МПа\ .$$

***363 МПа < 364 МПа* – втомну міцність при згинанні забезпечено.**

3 Перевірка на контактну міцність при дії максимальних навантажень:

$$\sigma_{H\max} \leq [\sigma]_{H\max};$$

$$\sigma_{H\max} = \sigma_H\sqrt{K_{пер}} = 1052\sqrt{1{,}8} \cong 1411 МПа,$$

де $K_{пер} = 1{,}8$ (він же коефіцієнт запасу зчеплення муфти фрикційної дискової, який зазначено у завданні на курсове проектування, $\beta = 1{,}8$);

$$[\sigma]_{H\max} = 40\,H_{HRC} = 40 \cdot 60 = 2400\ МПа\ ,$$

$$\sigma_{H\max} < [\sigma]_{H\max}.$$

***1411 МПа < 2400 МПа* – контактну міцність при дії максимальних навантажень забезпечено.**

4 Перевірка на міцність при згинанні максимальним навантаженням:

$$\sigma_{F\max} \leq [\sigma]_{F\max},$$

де $\sigma_{F_{\max}} = \sigma_F K_{пер} = 363 \cdot 1{,}8 \cong 653\ МПа$;

$[\sigma]_{F\max} = 20\,H_{HRC} = 20 \cdot 60 = 1200\ МПа$;

$$\sigma_{F\max} < [\sigma]_{F\max}.$$

***653 МПа < 1200 МПа* – міцність при згинанні максимальним навантаженням забезпечено.**

2.3.4.2 Розрахунок пари 5-6

Вихідні дані пари 5–6 вибираємо з результатів кінематичного розрахунку за табл. 15:

P_5 = 4,58 кВт;

P_6 = 4,44 кВт;

n_5 = 802,8 хв$^{-1}$;

n_6 = 401,4 хв$^{-1}$;

$U_{5\text{-}6}$ = 2,0.

Режим навантаження:

Частота обертання	Час роботи в годинах з використанням потужності					
	t_1	P_1	t_2	P_2	t_3	P_3
n_2	6000	P	6000	0,3P	3000	0,3P

Проектувальний розрахунок

Примітка. Для блокових пар бажано використати однакові матеріали й режими термічної обробки з метою уніфікації.

1 Призначення матеріалів і розрахунок допустимих напружень.

Приймається для виготовлення шестірні й колеса Сталь 20Х із термообробкою – поліпшення, цементація.

За табл. 24, 25 вибираємо:

- для шестірні – твердість поверхні зубів $H_5 = 57...63 HRC$ (з урахуванням рекомендацій $H_5 = H_6 + (30...35) HB$ приймаємо $H_5 = 63 HRC$); $\sigma_{B_5} = 1000\ МПа$, $\sigma_{T_5} = 800\ МПа$;
- для колеса – твердість поверхні зубів $H_6 = 57...63 HRC$ (приймаємо $H_6 = 60 HRC$); $\sigma_{B_6} = 1000\ МПа$, $\sigma_{T_6} = 800\ МПа$.

Допустимі контактні напруження

$$[\sigma]_H = \frac{\sigma_{H\lim b}}{S_H} K_{H_L} Z_R Z_V K_L K_{XH} .$$

Для шестірні:

$\sigma_{H\lim b} = 23 H_{HRC} = 23 \cdot 63 = 1449\ МПа;$

$S_H = 1{,}2$;

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO_5}}{N_{HE_5}}} = \sqrt[6]{\frac{12 \cdot 10^7}{300712824}} \cong 0{,}86 < 1;$$ приймається $K_{HL} = 1$;

$N_{HO_5} = 30H_{HB}^{2,4} = 30 \cdot 630^{2,4} \cong 156869522;$ оскільки $N_{HO} > 12 \cdot 10^7$, приймається $N_{HO_5} = 12 \cdot 10^7$; $1HRC \cong 10HB;$

$$N_{HE_5} = 60n_5 \sum_{i=1}^{k} \left[\left(\frac{P_i}{P_1} \right)^3 t_i \right] = 60 \cdot 802{,}8 \cdot (1^3 \cdot 6000 + 0{,}3^3 \cdot 6000 +$$
$$+ 0{,}3^3 \cdot 3000) \cong 300712824;$$

$Z_R = 1$ (прийнято $R_a = 1{,}25...0{,}63$);

$Z_V = 1$ (очікується $V < 5$ *м/с*);

$K_L = 1$ (закрита передача, що добре змащується);

$K_{XH} = 1$ (очікується діаметр коліс менше 700 мм);

$$[\sigma]_{H_5} = \frac{1449}{1{,}2} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cong 1208 \ МПа.$$

Для колеса:

$\sigma_{H\lim b} = 23H_{HRC} = 23 \cdot 60 = 1380 \ МПа;$

$S_H = 1{,}2$;

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO_6}}{N_{HE_6}}} = \sqrt[6]{\frac{12 \cdot 10^7}{150356412}} \cong 0{,}96 < 1;$$ приймається $K_{HL} = 1$;

$N_{HO_6} = 30H_{HB}^{2,4} = 30 \cdot 600^{2,4} \cong 139535353 > 12 \cdot 10^7$; $N_{HO_4} = 12 \cdot 10^7$;

$$N_{HE_6} = \frac{N_{HE_5}}{U_{5-6}} = \frac{300712824}{2{,}0} \cong 150356412;$$

$$[\sigma]_{H_6} = \frac{1380}{1{,}2} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cong 1150 \ МПа.$$

Для прямозубих передач для подальшого розрахунку приймається менше з допустимих напружень зубів шестірні й колеса – $[\sigma]_{Нрозр} = 1150 \ МПа$.

2 Призначення коефіцієнтів:

$$\psi_{ba} = 0{,}125 \ .$$

3 Розрахунок міжосьової відстані.

Приймається $a = 90\,мм$, тому що пари 3–4 й 5–6 – співвісні.

4 Призначення модуля.

Для уніфікації приймається $m = 2{,}5\,мм$ (як у пари 3–4).

$$(Z_5 + Z_6) = \frac{2 \cdot a}{m} = \frac{2 \cdot 90}{2{,}5} = 72;$$

$$Z_5 = \frac{Z_5 + Z_6}{U_{5-6} + 1} = \frac{72}{2+1} = 24\,;$$

$$Z_6 = (Z_5 + Z_6) - Z_5 = 72 - 24 = 48\,;$$

$$U_{5-6_\phi} = \frac{Z_6}{Z_5} = \frac{48}{24} = 2;$$

$$\Delta U = \left| \frac{U_{5-6} - U_{5-6_\phi}}{U_{5-6}} \right| 100 = \left| \frac{2-2}{2} \right| 100 = 0\% < [\Delta U] = 2{,}5\%.$$

5 Розрахунок геометричних розмірів зубчастих коліс:

$$b_6 = 12\,мм\,;$$

$$d_5 = mZ_5 = 2{,}5 \cdot 24 = 60\,мм\,;$$

$$d_{a5} = d_5 + 2m = 60 + 2 \cdot 2{,}5 = 65\,мм\,;$$

$$d_{f5} = d_5 - 2{,}5m = 60 - 2{,}5 \cdot 2{,}5 = 53{,}75\,мм\,;$$

$$d_6 = mZ_6 = 2{,}5 \cdot 48 = 120\,мм\,;$$

$$d_{a6} = d_6 + 2m = 120 + 2 \cdot 2{,}5 = 125\,мм\,;$$

$$d_{f6} = d_6 - 2{,}5m = 120 - 2{,}5 \cdot 2{,}5 = 113{,}75\,мм\,.$$

Перевірка: $\frac{d_5}{2} + \frac{d_6}{2} = a$; $\frac{60}{2} + \frac{120}{2} = 90\,мм$.

6 Призначення ступеня точності:

$$V = \frac{\pi\, d_5\, n_5}{60000} = \frac{3{,}14 \cdot 60 \cdot 802{,}8}{60000} \cong 2{,}5 \frac{м}{с}\,.$$

Призначається ступінь точності ***8-В ГОСТ 1643-81.***

Приклад 3. Виконати розрахунки зубчастої передачі за наведеною схемою й вихідними даними (див. рис. 7).

2.3.5 Розрахунок прямозубої циліндричної передачі 1–2 зубчасто-черв'ячного редуктора

Вихідні дані вибираємо з результатів кінематичного розрахунку за табл. 17:

P_1 = 3,42 кВт;

P_2 = 3,31 кВт;

n_1 = 2880 хв$^{-1}$;

n_2 = 1600 хв$^{-1}$;

$U_{1\text{-}2}$ = 1,8.

Режим навантаження:

Частота обертання	Час роботи в годинах з використанням потужності					
	t_1	P_1	t_2	P_2	t_3	P_3
n_1	3000	P	3000	0,7P	4000	0,4P

Проектувальний розрахунок

1 Призначення матеріалів і розрахунок допустимих напружень.

Приймається для виготовлення шестірні й колеса Сталь 45 із термообробкою – поліпшення.

Обґрунтування. Зуби нарізають після термообробки заготовки, при цьому досягається достатня точність виготовлення зубчастих коліс без використання дорогих фінішних операцій. Колеса добре припрацьовуються.

За табл. 24, 25 вибираємо:

- для шестірні – твердість поверхні зубів H_1 = 269…302 *НВ* (найбільш імовірна твердість 285 НВ);
  $\sigma_{B_1} = 890\ МПа,\quad \sigma_{T_1} = 650\ МПа$;
- для колеса – твердість поверхні зубів H_2 = 235…262 *НВ* (найбільш імовірна твердість 250 НВ);
  $\sigma_{B_2} = 780\ МПа,\quad \sigma_{T_2} = 540\ МПа$.

Допустимі контактні напруження

$$[\sigma]_H = \frac{\sigma_{H\lim b}}{S_H} K_{H_L} Z_R Z_V K_L K_{XH} .$$

Для шестірні (табл. 26):

$\sigma_{H\lim b} = 2H_{HB} + 70 = 2 \cdot 285 + 70 = 640\ МПа$;

$S_H = 1{,}1$;

$K_{H_L} = \sqrt[6]{\dfrac{N_{HO_1}}{N_{HE_1}}} = \sqrt[6]{\dfrac{23374855}{740448000}} \cong 0{,}56 < 1$, приймається $K_{HL} = 1$;

$N_{HO_1} = 30H_{HB}^{2,4} = 30 \cdot 285^{2,4} \cong 23374855$;

$N_{HE_1} = 60n_1 \sum_{i=1}^{k} \left[\left(\dfrac{P_i}{P_1} \right)^3 t_i \right] = 60 \cdot 2880 \cdot (1^3 \cdot 3000 + 0{,}7^3 \cdot 3000 +$

$+ 0{,}4^3 \cdot 4000) = 740448000$;

$Z_R = 1$; $Z_V = 1$; $K_L = 1$; $K_{XH} = 1$ (див. розрахунок вище);

$$[\sigma]_{H_1} = \frac{640}{1{,}1} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cong 582\ МПа .$$

Для колеса:

$\sigma_{H\lim b} = 2H_{HB} + 70 = 2 \cdot 250 + 70 = 570\ МПа$;

$S_H = 1{,}1$;

$K_{H_L} = \sqrt[6]{\dfrac{N_{HO_2}}{N_{HE_2}}} = \sqrt[6]{\dfrac{17067789}{411360000}} \cong 0{,}59 < 1$, приймається $K_{HL} = 1$;

$N_{HO_2} = 30H_{HB}^{2,4} = 30 \cdot 250^{2,4} \cong 17067789$;

$N_{HE_2} = \dfrac{N_{HE_1}}{U_{1-2}} = \dfrac{740448000}{1{,}8} \cong 411360000$;

$Z_R = 1$; $Z_V = 1$; $K_L = 1$; $K_{XH} = 1$;

$$[\sigma]_{H_2} = \frac{570}{1{,}1} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cong 518\ МПа .$$

За розрахункове допустиме контактне напруження для прямозубої циліндричної передачі приймається менше з $[\sigma]_{H_1}$ і $[\sigma]_{H_2}$ - $[\sigma]_{Нрозр} = 518\ МПа$.

2 Призначення коефіцієнтів:

$\psi_{ba} = 0{,}315$ (див. табл. 28, приймається з рекомендацій для багатоступінчастих редукторів);

$K_{H\alpha} = 1$ (прямі зуби);

$K_{H\beta} = 1{,}055$ (див. табл. 35 при $\dfrac{b_2}{d_1} = \psi_{ba} \dfrac{U_{1-2} + 1}{2} = 0{,}315 \dfrac{1{,}8 + 1}{2} \cong 0{,}44$; поблизу однієї з опор; колеса припрацьовуються);

$K_{HV} = 1{,}2$ (для проектувального розрахунку).

3 Розрахунок міжосьової відстані:

$$a \geq K_{ap}(U_{1-2}+1)\sqrt[3]{\frac{P_1 K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{HV}}{n_1 \psi_{ba} U_{1-2} [\sigma]^2_{H\ розр}}} =$$

$$= 9{,}75 \cdot 10^3 (1{,}8+1)\sqrt[3]{\frac{3{,}42 \cdot 1{,}0 \cdot 1{,}055 \cdot 1{,}2}{2880 \cdot 0{,}315 \cdot 1{,}8 \cdot 518^2}} \cong 59\ мм.$$

Приймається стандартна $a = 63 мм$ (див. табл. 30).

4 Призначення модуля:

$$m = (0{,}01 \ldots 0{,}025)\, a = (0{,}01 \ldots 0{,}025) \cdot 63 = (0{,}63 \ldots 1{,}58)\, мм.$$

Приймається $m = 1{,}5 мм$.

Примітка. Для силових передач рекомендується приймати $m \geq 1{,}5 мм$ з урахуванням економічних витрат і за умовою забезпечення плавності роботи передачі.

$$(Z_1 + Z_2) = \frac{2a}{m} = \frac{2 \cdot 63}{1{,}5} = 84 \text{ – ціле число.}$$

5 Призначення чисел зубів:

$$Z_1 = \frac{Z_1 + Z_2}{U_{1-2}+1} = \frac{84}{1{,}8+1} = 30;$$

$$Z_2 = (Z_1 + Z_2) - Z_1 = 84 - 30 = 54;$$

$$U_{1-2ф} = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{54}{30} = 1{,}8;$$

$$\Delta U = \left| \frac{U_{1-2} - U_{1-2_ф}}{U_{1-2}} \right| 100 = \left| \frac{1{,}8 - 1{,}8}{1{,}8} \right| 100 = 0\% < [\Delta U] = 2{,}5\%.$$

6 Розрахунок геометричних розмірів зубчастих коліс:

$$b = b_2 = \psi_{ba} a = 0{,}315 \cdot 63 \cong 19{,}8 мм.$$

Приймається з ряду нормальних лінійних розмірів $b_2 = 20 мм$.

$$d_1 = mZ_1 = 1{,}5 \cdot 30 = 45 мм;$$

$$d_{a1} = d_1 + 2m = 45 + 2 \cdot 1{,}5 = 48 мм;$$

$$d_{f1} = d_1 - 2{,}5m = 45 - 2{,}5 \cdot 1{,}5 = 41{,}25 мм;$$

$$d_2 = mZ_2 = 1{,}5 \cdot 54 = 81 мм;$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m = 81 + 2 \cdot 1{,}5 = 84 мм;$$

$$d_{f2} = d_2 - 2{,}5m = 81 - 2{,}5 \cdot 1{,}5 = 77{,}25\,мм\,.$$

Перевірка: $\frac{d_1}{2} + \frac{d_2}{2} = a$, $\frac{45}{2} + \frac{81}{2} = 63\,мм$.

7 Призначення ступеня точності:

$$V = \frac{\pi d_1 n_1}{60000} = \frac{3{,}14 \cdot 45 \cdot 2880}{60000} \cong 6{,}8\frac{м}{с}.$$

Призначається ступінь точності ***7-В*** **ГОСТ 1643-81** (див. табл. 33).

Перевірний розрахунок

1 Перевірка на контактну втомну міцність:

$$\sigma_H \le [\sigma]_H\,;$$

$$\sigma_H = Z_M Z_H Z_\varepsilon \frac{1}{d_1}\sqrt{\frac{2 \cdot 9{,}55 \cdot 10^6 P_1 K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{HV}(U_{1-2}+1)}{n_1 \cdot b_2 \cdot U_{1-2}}}\,,$$

де $Z_M = 275\,МПа^{1/2}$;

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4-\varepsilon_\alpha}{3}} = \sqrt{\frac{4-1{,}71}{3}} \cong 0{,}87\,;$$

$$\varepsilon_\alpha = 1{,}88 - 3{,}2\left(\frac{1}{Z_1} + \frac{1}{Z_2}\right) = 1{,}88 - 3{,}2\left(\frac{1}{30} + \frac{1}{54}\right) \cong 1{,}71\,;$$

$$Z_H = \sqrt{\frac{2}{\sin 2\alpha}} = \sqrt{\frac{2}{\sin(2 \cdot 20^\circ)}} \cong 1{,}76\,;$$

$K_{H\alpha} = 1$ (прямі зуби);

$K_{H\beta} = 1{,}055$ (див. табл. 35 при $\frac{b_2}{d_1} = \frac{20}{45} \cong 0{,}44$; поблизу однієї з опор; колеса припрацьовуються);

$K_{HV} = 1{,}24$ (див. табл. 36 при $V \cong 6{,}8\,м/с$; ступінь точності по нормі плавності – 7; $H_2 \le 350\,HB$);

$$\sigma_H = 275 \cdot 1{,}76 \cdot 0{,}87 \cdot \frac{1}{45} \times$$

$$\times \sqrt{\frac{2 \cdot 9{,}55 \cdot 10^6 \cdot 3{,}42 \cdot 1 \cdot 1{,}055 \cdot 1{,}24(1{,}8+1)}{2880 \cdot 20 \cdot 1{,}8}} \cong 450\,МПа;$$

$$\sigma_H < [\sigma]_H\,.$$

450 МПа < 518 МПа **– контактну втомну міцність забезпечено.**

2 Перевірка на втомну міцність при згинанні:

$$\sigma_F \le [\sigma]_F\,.$$

З'ясовуємо, по якому із зубчастих коліс пари вести розрахунок, для чого для шестірні й колеса розраховуємо $\frac{[\sigma]_F}{Y_F}$.

Допустиме напруження при згинанні

$$[\sigma]_F = \frac{\sigma_{F\lim b}}{S_H} K_{F_C} K_{F_L},$$

Для шестірні:

$\sigma_{F\lim b} = 1{,}8 H_{HB} = 1{,}8 \cdot 285 = 513\ МПа$;

$K_{F_C} = 1$ (нереверсивна передача);

$S_H = 2{,}2$ (при ймовірності неруйнування зубів більше 0,99);

$K_{F_L} = \sqrt[6]{\frac{N_{FO}}{N_{FE_1}}} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{582220397}} \cong 0{,}44 < 1$, приймається $K_{F_L} = 1$;

$N_{FO} = 4 \cdot 10^6$ (для всіх сталей);

$N_{FE_1} = 60 n_1 \sum_{i=1}^{k} \left[\left(\frac{P_i}{P_1} \right)^6 t_i \right] = 60 \cdot 2880 \cdot (1^6 \cdot 3000 + 0{,}7^6 \cdot 3000 +$

$+ 0{,}4^6 \cdot 4000) \cong 582220397;$

$$[\sigma]_{F_1} = \frac{513}{2{,}2} \cdot 1 \cdot 1 \cong 233\ МПа.$$

Для колеса:

$\sigma_{F\lim b} = 1{,}8 H_{HB} = 1{,}8 \cdot 250 = 450\ МПа$;

$S_H = 2{,}2$;

$K_{F_C} = 1$;

$K_{F_L} = \sqrt[6]{\frac{N_{FO}}{N_{FE_2}}} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{323455776}} \cong 0{,}48 < 1$, приймається $K_{F_L} = 1$;

$N_{FO} = 4 \cdot 10^6$ (для всіх сталей);

$N_{FE_2} = \frac{N_{FE_1}}{U_{1-2}} = \frac{582220397}{1{,}8} \cong 323455776;$

$$[\sigma]_{F_2} = \frac{450}{2{,}2} \cdot 1 \cdot 1 \cong 205\ МПа;$$

$Y_{F_1} = 3{,}80$ (див. табл. 22 при $Z_1 = 30$ і $x = 0$);

$Y_{F_2} = 3{,}63$ (див. табл. 22 при $Z_2 = 54$ і $x = 0$);

$$\frac{[\sigma]_{F_1}}{Y_{F_1}} = \frac{233}{3{,}8} \cong 61; \qquad \frac{[\sigma]_{F_2}}{Y_{F_2}} = \frac{205}{3{,}63} \cong 56.$$

Більш «слабким» елементом є колесо, по якому ведеться подальший розрахунок:

$$\sigma_F = Y_{F_2} \cdot \frac{2 \cdot 9{,}55 \cdot 10^6 \cdot P_2 \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV}}{n_2 \cdot d_2 \cdot b_2 \cdot m},$$

де $K_{F\alpha} = 1$ (для прямих зубів);

$K_{F\beta} = 1{,}05$ (див. табл. 35 при $\frac{b_2}{d_1} = \frac{20}{45} \cong 0{,}44$; поблизу однієї з опор; колеса припрацьовуються);

$K_{FV} = 1{,}57$ (див. табл. 36 при $V = 6{,}8 м/с$; ступінь точності по нормі плавності – 7; $H_2 \le 350\ HB$);

$$\sigma_F = 3{,}63 \frac{2 \cdot 9{,}55 \cdot 10^6 \cdot 3{,}31 \cdot 1 \cdot 1{,}05 \cdot 1{,}57}{1600 \cdot 81 \cdot 20 \cdot 1{,}5} \cong 97\ МПа;$$

$$\sigma_F < [\sigma]_F.$$

***97 МПа < 205 МПа* – втомну міцність при згинанні забезпечено.**

3 Перевірка на контактну міцність при дії максимальних навантажень:

$$\sigma_{H\max} \le [\sigma]_{H\max};$$

$$\sigma_{H\max} = \sigma_H \sqrt{K_{пер}} = 450\sqrt{2{,}55} \cong 719\ МПа,$$

де $K_{пер} = \left(\frac{T_{\max}}{T_{ном}}\right)\left(\frac{P_{ед}}{P_{потр}}\right) = 2{,}2 \cdot \frac{4}{3{,}45} \cong 2{,}55;$

$$[\sigma]_{H\max} = 2{,}8 \cdot \sigma_T = 2{,}8 \cdot 540 = 1512\ МПа;$$

$$\sigma_{H\max} < [\sigma]_{H\max}.$$

***719 МПа < 1512 МПа* – контактну міцність при дії максимальних навантажень забезпечено.**

4 Перевірка на міцність при згинанні максимальним навантаженням:

$$\sigma_{F\max} \le [\sigma]_{F\max};$$

$$\sigma_{F\,max} = \sigma_F K_{пер} = 97 \cdot 2{,}55 \cong 247\ МПа;$$

$$[\sigma]_{F\max} = 2{,}75\, H_{HB} = 2{,}75 \cdot 250 = 688\ МПа;$$

$$\sigma_{F\max} < [\sigma]_{F\max}.$$

***247 МПа < 688 МПа* – міцність при згинанні максимальним навантаженням забезпечено.**

3 РОЗРАХУНОК ЧЕРВ'ЯЧНИХ ЦИЛІНДРИЧНИХ ПЕРЕДАЧ У РЕДУКТОРНОМУ ВИКОНАННІ

3.1 Вихідні передумови до розрахунку

У приводах черв'ячні передачі, як правило, виконуються в закритому виконанні. Основним видом руху в зачепленні різних видів черв'ячних циліндричних передач (з архімедовим, конволютним й евольвентним черв'яком) є ковзання, а контакт сполучених поверхонь завжди відбувається по лінії, розташування якої досить несприятливе відносно можливості утворення роздільного шару змащення між ними. У зв'язку з цим вінці черв'ячних коліс виготовляються з відповідних величинам швидкості ковзання антифрикційних сплавів, а черв'яки – із якісних вуглецевих або легованих сталей. При цьому важливо мати на увазі, що чим більша твердість і вищий клас чистоти поверхонь витків черв'яка, тим вища й працездатність передачі. Тому зазначені поверхні бажано піддавати цементації, гартуванню або іншим видам поверхневого зміцнення з наступним їхнім шліфуванням і поліруванням. Щодо цього при виборі виду черв'ячної циліндричної передачі варто віддавати перевагу передачам із конволютним і евольвентним черв'яком (у реальних умовах – за наявності відповідного технологічного устаткування).

Головним критерієм працездатності черв'ячних циліндричних передач прийнято вважати контактну витривалість робочих поверхонь зубів колеса. Цей критерій строго справедливий тільки у випадку, коли вінець черв'ячного колеса виконаний із високоякісного антифрикційного сплаву (наприклад, олов'яної бронзи) і працює в парі з черв'яком, витки якого поверхнево зміцнені до HB > 350 з наступним їхнім шліфуванням і поліруванням.

Критерій контактної витривалості є умовним для передач, у яких вінці черв'ячних коліс виконані зі сплавів, що мають знижені антифрикційні властивості (наприклад, безолов'яні бронзи, латуні, чавуни), а також у всіх випадках, коли витки черв'яка остаточно оброблені різцем (мають твердість HB < 350).

Черв'ячна передача, основні розміри якої визначилися з умови контактної витривалості робочих поверхонь зубів колеса, повинна бути додатково перевірена за такими можливими критеріями працездатності:

- контактної витривалості зубів колеса;
- витривалості зубів колеса при згинанні;
- статичної міцності зубів колеса при згинанні в умовах можливого короткочасного статичного перевантаження;
- теплостійкості.

Черв'ячні колеса нарізають черв'ячними фрезами й у рідких випадках – різцями, закріпленими на оправці, що обертається (летючими різцями). Черв'ячна фреза для нарізування черв'ячного колеса є інструментом, розташування різальних граней якого відповідає формі черв'яка. При нарізуванні заготовка колеса й фреза здійснюють відносний рух, який мають черв'ячне колесо й черв'як у передачі (на відміну від черв'яка у фрези є різальні кромки, а зовнішній діаметр більший на величину подвійного радіального зазору в зачепленні). Використовуючи можливість нарізування черв'ячних коліс одним й тим самим інструментом при постійній міжосьовій відстані за рахунок зміни відносної швидкості обертання фрези й заготовки, одержують колеса з різною кількістю зубів. Така технологія може вважатися **технологією нарізування з умовним зміщенням** черв'яка x (й інструмента при нарізуванні зубів). Відповідним підбором коефіцієнта зміщення можна впливати на розміри й форму зони зачеплення з метою поліпшення умов роботи. Зміщення черв'яка виконують також для вписування передачі в стандартну міжосьову відстань. **З метою спрощення розрахунку, зміщення можна не враховувати, приймаючи в розрахункових формулах замість діаметра початкового кола черв'яка $d_{\omega 1}$ діаметр ділильного кола d_1.**

Вихідні дані для розрахунку передачі повинні містити відомості про: навантаження (бажано на колесі, по якому ведеться розрахунок) P_2, *кВт* (або T_2, *Н·м*); n_2, $хв^{-1}$; передаточне число передачі U; режим навантаження (із зазначенням величини навантаження, тривалості його дії та частоти обертання на кожному ступені навантаження, якщо він змінний); місце установки редуктора з передачею й температуру навколишнього повітря; кратність можливого короткочасного (статичного) перевантаження, які вибираються з бланка завдання; результатів кінематичного розрахунку й попередніх розрахунків передач; загальних міркувань, що випливають із аналізу призначення приводу.

Передаточне число передачі повинне бути призначене зі стандартного ряду, значення якого наведені в табл. 9.

3.2 Матеріали й допустимі напруження

Черв'яки виготовляються здебільшого з якісних вуглецевих або легованих сталей із твердістю $HB \geq 280$. Працездатність черв'ячної передачі істотно збільшується, якщо, за інших рівних умов, витки черв'яка піддаються поверхневому зміцненню до більш високої твердості (загартування, цементація, азотування й т.п.) з наступним їхнім шліфуванням і поліруванням.

Черв'ячні колеса виготовляють в основному складеними – з вінцем із кольорового сплаву й сталевою або чавунною маточиною. Значно рідше вінці виконуються з менш якісних матеріалів типу латуней, чавунів і т. п. Найкращі антифрикційні й, отже, експлуатаційні властивості мають бронзи олов'яні, однак вони дорогі й дефіцитні. У зв'язку з цим часто використовуються різні замінники у вигляді безолов'яних бронз, латуней, антифрикційних чавунів і т. п., які мають більш високі міцнісні властивості, але є менш стійкими проти заїдання й спрацьовування. Вибір матеріалу зубів колеса виконується залежно від величини швидкості ковзання в зачепленні V_S, твердості й чистоти поверхні витків черв'яка.

Вироблені практикою відповідні рекомендації наведені в табл. 42. Відхилення допускаються тільки в бік поліпшення матеріалу колеса при даній швидкості ковзання (для поліпшення умов роботи зачеплення).

Таблиця 42 – Матеріали зубів черв'ячних коліс

Стан поверхні витків черв'яка	Швидкість ковзання V_S, м/с				
	$V_S > 8$	$8 > V_S \geq 5$	$5 > V_S \geq 2$	$2 > V_S \geq 1$	$V_S < 1$
Шліфовані, поліровані, HRC ≥ 45	Бронзи олов'яні	Бронзи безолов'яні	Латуні	Чавуни	—
Остаточно оброблені різцем, HRC < 45	—	Бронзи олов'яні	Бронзи безолов'яні	Латуні	Чавуни

Допустимі напруження контактні $[\sigma]_H$ й при згинанні $[\sigma]_F$ (без урахування впливу режиму роботи передачі) наведені в табл. 43. Для олов'яних бронз вони визначені з умови забезпечення контактної витривалості, для інших матеріалів, що мають знижені антифрикційні властивості, – з умов відсутності заїдання й зносостійкості зубів колеса.

Допустимі напруження з урахуванням впливу режиму роботи передачі:

$$[\sigma]_{HL} = [\sigma]_H K_{HL}, \quad (33)$$

$$[\sigma]_{FL} = [\sigma]_F K_{FL}. \quad (34)$$

Таблиця 43 – Допустимі напруження для розрахунку черв'ячних передач

Матеріал зубів колеса			Витки черв'яка шліфовані й поліровані, HRC≥45									Витки черв'яка остаточно оброблені різцем, HRC<45							
Марка	Спосіб виливання	$\sigma_в$, МПа	$[\sigma]_H$, МПа при V_S, м/с							$[\sigma]_F$, МПа при навантаженні		$[\sigma]_H$, МПа при V_S, м/с						$[\sigma]_F$, МПа при навантаженні	
			0,5	1	2	3	4	6	8	нере-версивн.	ревер-сивн.	0,5	1	2	3	4	6	нере-версивн.	ревер-сивн.
Бр 010 Ф1	У кокіль	245,0	147							40	27	122						30	20
	У піщану форму	215,5	128							35	22	106						25	15
Бр 010 Ц2	У кокіль	225,5	135							38	25	112						28	17
	У піщану форму	215,5	128							35	22	106						25	15
Бр 04 Ц7С5	У кокіль	176,2	106							21	18	88						16	14
	У піщану форму	147,0	91							18	13	75						14	11
Бр А9Ж3Л	У кокіль	490,0	188	183	178	170	166	160	145	58	53	153	147	144	137	134	127	47	42
	У піщану форму	392,0	184	178	173	165	162	152	138	54	40	147	142	140	134	130	123	42	34
Бр А10Ж4Н4Л	У кокіль	587,0	193	190	185	178	173	162	148	65	63	156	154	148	145	140	133	52	51
ЛМц С58-2-2	У кокіль	340,0	148	144	140	134	130	123	112	42	37	120	117	114	110	105	100	34	30
ЛАЖМц 66-6-3-2	У кокіль	650,0	172	169	154	149	140	128	118	76	70	140	137	125	120	114	104	61	56
	У піщану форму	600,0	170	166	150	146	136	125	115	73	65	138	134	122	118	110	100	58	52
А 4С-1	–	350,0	120	100	80	–	–	–	–	54	34	104	–	–	–	–	–	43	27

Для матеріалів, що мають добрі антифрикційні властивості (наприклад, олов'яні бронзи), коефіцієнт довговічності

$$K_{HL} = \sqrt[8]{\frac{N_{HO}}{N_{HE}}}. \qquad (35)$$

Якщо зуби із зазначених матеріалів працюють у парі з поверхнево зміцненим до твердості $HRC \geq 45$, шліфованим і полірованим черв'яком, базова кількість циклів змін напружень, що відповідає довгочасній границі витривалості, дорівнює $N_{HO} = 25 \cdot 10^7$. Еквівалентна кількість циклів змін напружень

$$N_{HE} = 60\sum t_i n_i \left(\frac{T_i}{T_1}\right)^4 = 60\sum t_i n_i \left(\frac{P_i}{P_1}\right)^4, \qquad (36)$$

де t_i, n_i – час дії й частота обертання колеса, які відповідають кожному ступеню навантаження, включаючи ступінь із максимальним навантаженням (рис. 9);

T_i, P_i – навантажування на кожному ступені навантаження, включаючи найбільше;

T_1, P_1 – навантажування найбільше з діючих за цикл, прийняте в розрахунках за номінальне.

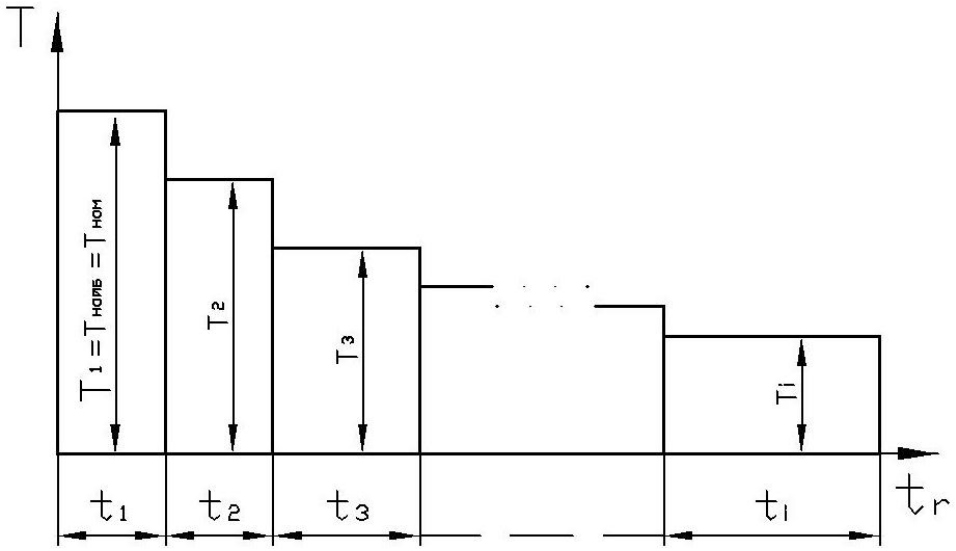


Рисунок 9 – Циклограма діючих на передачу навантажень

Розрахункові значення K_{HL} повинні відповідати умові:

$$1{,}7 \geq K_{HL} \geq 1. \qquad (37)$$

Якщо вони виходять за межі зазначених значень, то їх доцільно приймати граничними.

Для матеріалів, що мають знижені антифрикційні властивості (безолов'яні бронзи, латуні, чавуни), а також у всіх випадках при використанні черв'яків із твердістю $HRC < 45$, остаточно оброблених різцем, варто приймати $K_{HL} = 1$.

Коефіцієнт довговічності

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{N_{FO}}{N_{FE}}}. \tag{38}$$

Базова кількість циклів змін напружень:

- для бронз і латуней – $N_{FO} = 25 \cdot 10^7$;
- для чавунів – $N_{FO} = 10^7$.

Еквівалентна кількість циклів змін напружень (див. рис. 9)

$$N_{FE} = 60\sum t_i n_i \left(\frac{T_i}{T_1}\right)^9 = 60\sum t_i n_i \left(\frac{P_i}{P_1}\right)^9. \tag{39}$$

Розрахункові значення K_{FL} також повинні відповідати умові:

$$1{,}7 \geq K_{FL} \geq 1. \tag{40}$$

Допустимі напруження на згинання при статичному перевантаженні передачі

$$[\sigma]_{F\max} = 0{,}6\sigma_B. \tag{41}$$

3.3 Розрахунок на контактну витривалість

3.3.1 Розрахунок проектувальний (попередній)

Його основна мета – визначення міжосьової відстані передачі з умови контактної витривалості зубів колеса.

Розрахункові формули:

$$a \geq K'_{aT}(q + z_2)\sqrt[3]{\frac{T_2 K_H}{q z_2^2 [\sigma]_{HL}^2}} \tag{42}$$

або, прийнявши $T_2 = 9550\,\dfrac{P_2}{n_2}$,

$$a \geq K'_{ap}(q + z_2)\sqrt[3]{\frac{P_2 K_H}{n_2 q z_2^2 [\sigma]_{HL}^2}}\ . \qquad (43)$$

Розраховане значення міжосьової відстані повинно бути округлене до найближчого більшого стандартного (табл. 44).

Таблиця 44 – Міжосьові відстані черв'ячних передач по ДСТУ 2458-98

a, мм	63	80	100	125	140	160	180	200	225	250	280	315

3.3.2 Розрахунок перевірний

3.3.2.1 Перевірка контактної витривалості зубів колеса

Його основна мета – визначення контактних напружень при остаточно прийнятих параметрах передачі. Ці напруження не повинні перевищувати допустимих напружень.

Розрахункові формули:

$$\sigma_H = \frac{Z'_H Z'_M}{d_2}\sqrt{\frac{T_2 K_H}{d_1}} \leq [\sigma]_{HL}, \qquad (44)$$

$$\sigma_H = \frac{Z'_H Z'_M}{d_2}\sqrt{9550\frac{P_2 K_H}{n_2 d_1}} \leq [\sigma]_{HL}, \qquad (45)$$

$$0{,}8[\sigma]_{HL} \leq \sigma_H \leq 1{,}05[\sigma]_{HL}.$$

Це означає, що недовантаження передачі $\sigma_H < [\sigma]_{HL}$ допустиме не більше 20%, перевантаження $\sigma_H > [\sigma]_{HL}$ – не більше 5%. Вихід за зазначені межі величини σ_H вимагає уточнення раніше знайдених параметрів передачі.

Значення коефіцієнтів, що ввійшли в розрахункові формули, наведені в табл. 45.

Таблиця 45 – Усереднені значення коефіцієнтів для розрахунків на контактну витривалість

Сполучення матеріалів черв'як – колесо	$Z_M^{/}$	$K_{aT}^{/}$	$K_{ap}^{/}$
Сталь – бронза	8600	310	6550
Сталь – латунь	8250	300	6350
Сталь – чавун	7650	285	6050

$$Z_H^{/} = \sqrt{\frac{2\cos^2\gamma}{\sin 2\alpha}} \text{ при } \alpha = 20^o;\ \gamma = 7...10...10^o;\ Z_H^{/} \cong 1{,}75.$$

3.3.2.2 Перевірка витривалості зубів колеса при згинанні

Основна її мета – визначення розрахункових напружень при згинанні в зубах колеса. Ці напруження не повинні перевищувати допустимих напружень. Розрахункові формули:

$$\sigma_F = Y_F^{/} \frac{2300\, T_2 K_F}{d_1 d_2 m} \le [\sigma]_{FL} \qquad (46)$$

або

$$\sigma_F = Y_F^{/} \frac{22 \cdot 10^6 P_2 K_F}{n_2 d_1 d_2 m} \le [\sigma]_{FL}\,. \qquad (47)$$

Значення коефіцієнта форми зуба черв'ячного колеса наведені в табл. 46.

Таблиця 46 – Коефіцієнт форми зуба черв'ячного колеса $Y_F^{/}$

$Z_{E_2} = Z_2 / \cos^3\gamma$	20	24	26	28	30	32	35	37
$Y_F^{/}$	1,98	1,88	1,85	1,80	1,76	1,71	1,64	1,61
$Z_{E_2} = Z_2 / \cos^3\gamma$	40	45	50	60	80	100	150	300 і більше
$Y_F^{/}$	1,55	1,48	1,45	1,40	1,34	1,30	1,27	1,24

Розрахункове навантаження або розрахунковий момент можуть бути отримані множенням відповідних номінальних величин на коефіцієнт навантаження K.

Коефіцієнти навантаження приблизно можна вибирати з урахуванням таких рекомендацій:

$$K = K_H \cong K_F = K_\upsilon K_\beta, \qquad (48)$$

де K_υ – коефіцієнт динамічності, залежить від ступеня точності передачі й швидкості ковзання, для найпоширеніших ступенів точності передач 7, 8 і швидкостей ковзання V_s = 1,5...7,5 м/с, значення K_υ = 1,0...1,3;

K_β – коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження по довжині контактної лінії, приблизно K_β=1,03...1,1 (менше значення – при більшій величині q).

Для проектувальних розрахунків можна приймати $K = 0{,}5(K_\beta^0 + 1)$. Значення початкового коефіцієнта концентрації приймають за рис. 10.

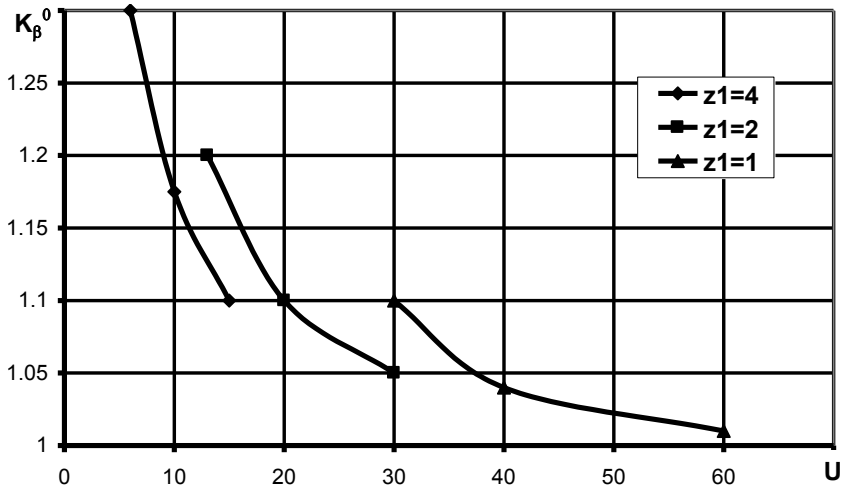


Рисунок 10 – Графік для визначення початкового коефіцієнта концентрації K_β^0

3.3.2.3 Перевірка статичної міцності зубів колеса при згинанні

Основна її мета – визначення розрахункових напружень при згинанні в зубах колеса під час дії на передачу найбільших короткочасних (статичних) перевантажень. Ці напруження не повинні перевищувати допустимих напружень.

Розрахункова умова:

$$\sigma_{F\max} = \sigma_F K_{пер} \le [\sigma]_{F\max}, \qquad (49)$$

де $K_{пер} = \dfrac{T_{\max}}{T_{ном}} \dfrac{P_{ед}}{P_{потр}}$ або $K_{пер} = \beta$.

3.3.2.4 Перевірка передачі на теплостійкість

Основна її мета – визначення розрахункової температури нагрівання в процесі експлуатації передачі. Ця температура не повинна перевищувати температуру, допустиму для обраного сорту мастила.

Розрахункова умова:

$$t_p = t_0 + \frac{10^3 P_1 (1-\eta)}{k_t S_t} \frac{F}{F_{наиб}} \le [t_{\max}]. \qquad (50)$$

Для розрахунку необхідне уточнене визначення коефіцієнта корисної дії передачі:

$$\eta = \frac{tg\gamma}{tg(\gamma + \rho^{/})}. \qquad (51)$$

При виборі $\rho^{/}$ можна скористатися рекомендаціями табл. 47. Рекомендації для вибору коефіцієнта теплопередачі k_t наведені в табл. 48.

Під площею поверхні тепловіддачі S_t розуміється зовнішня частина корпуса, що обмивається або оббризкується зсередини мастилом. Якщо для збільшення зовнішньої поверхні на корпусі зроблені ребра, виступи, бобишки, до складу поверхні тепловіддачі включається тільки 70% їхньої зовнішньої площі. У проектному розрахунку площу поверхні тепловіддачі орієнтовно можна розрахувати як $S_t \cong 20a^{1,7}$ або вибрати з табл. 49.

Відношення $\frac{F}{F_{наиб}}$ у формулі (50) варто розуміти як поправку на змінність режиму навантаження. Маючи на увазі циклограму навантаження (див. рис. 9),

$$\frac{F}{F_{наиб}} = \frac{\mathrm{T}}{\mathrm{T}_{наиб}} = \frac{\sum \mathrm{T}_i n_i t_i}{T_{наиб} \sum \mathrm{t}_i n_i}. \qquad (52)$$

При постійній частоті обертання

$$\frac{T}{T_{наиб}} = \frac{\sum T_i t_i}{T_{наиб} \sum t_i} = \frac{\sum P_i t_i}{P_{наиб} \sum t_i}. \qquad (53)$$

Максимально допустима робоча температура мастила вказується в стандартах на марку мастила. Для індустріальних мастил *[t_{max}] = 60...80 °С*, для авіаційних – *[t_{max}] = 100...I20 °С.*

Таблиця 47 – Значення зведених коефіцієнтів і кутів тертя

Швидкість ковзання V_S, м/с	Матеріал зубів колеса											
	Бронзи олов'яні				Бронзи безолов'яні й латуні				Чавуни			
	Витки черв'яка, шліфовані й поліровані, HRC≥45		Витки черв'яка, остаточно оброблені різцем, HRC<45		Витки черв'яка, шліфовані й поліровані, HRC≥45		Витки черв'яка, остаточно оброблені різцем, HRC<45		Витки черв'яка, шліфовані й поліровані, HRC≥45		Витки черв'яка, остаточно оброблені різцем, HRC<45	
	f'	ρ'	f'	ρ'	f'	ρ'	f'	ρ'	f'	ρ'	f'	ρ'
0,01	0,11	6°17′	0,12	6°51′	0,18	10°12′	0,19	10°45′	0,18	10°12′	0,19	10°45′
0,05	0,09	5°09′	0,10	5°43′	0,14	7°58′	0,16	9°05′	0,14	7°58′	0,16	9°05′
0,10	0,08	4°34′	0,09	5°09′	0,13	7°24′	0,14	7°58′	0,12	7°24′	0,14	7°58′
0,25	0,065	3°43′	0,075	4°17′	0,10	5°43′	0,12	6°51′	0,10	5°43′	0,12	6°51′
0,50	0,055	3°09′	0,065	3°43′	0,09	5°09′	0,10	5°43′	0,09	5°09′	0,10	5°43′
1,00	0,045	2°35′	0,055	3°09′	0,07	4°00′	0,09	5°09′	0,07	4°00′	–	–
1,50	0,04	2°17′	0,05	2°52′	0,065	3°43′	0,08	4°34′	0,065	3°43′	–	–
2,00	0,035	2°00′	0,045	2°35′	0,055	3°09′	0,07	4°00′	–	–	–	–
2,50	0,03	1°43′	0,04	2°17′	0,05	2°52′	0,06	3°32′	–	–	–	–
3,00	0,028	1°36′	0,035	2°00′	0,045	2°35′	0,052	2°54′	–	–	–	–
4,00	0,024	1°22′	0,031	1°47′	0,044	2°17′	0,045	2°35′	–	–	–	–
5,00	0,022	1°15′	0,029	1°40′	0,035	2°00′	–	–	–	–	–	–
8,00	0,018	1°02′	0,026	1°24′	0,03	2°00′	–	–	–	–	–	–
10,00	0,016	0°55′	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–
15,00	0,014	0°48′	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–
25,00	0,012	0°43′	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–

Таблиця 48 – Значення коефіцієнта теплопередачі k_t у черв'ячних редукторах

Охолодження природне		Охолодження штучне	
Слабка циркуляція навколишнього повітря, забруднена поверхня корпуса, наявність внутрішніх ребер, що перешкоджають рухливості мастила	Добра циркуляція навколишнього повітря, чиста поверхня корпуса, відсутність внутрішніх перегородок, ребер	Вентиляційний обдув повітрям навколишнього середовища при температурі 20...25ºС	Вентиляційний обдув охолодженим повітрям, наявність усередині корпуса змійовика з проточною холодною водою
8...10	12...17	18...24	25...35

Таблиця 49 – Рекомендації з вибору S_t

$a, мм$	80	100	125	140	160	180	200	225	250	280
$S_t, м^2$	0,16	0,24	0,35	0,42	0,53	0,65	0,78	0,95	1,14	1,34

3.4 Рекомендований порядок розрахунку передачі

Вихідні дані: P_2, *кВт*; n_2 , $хв^{-1}$ (T_2, *Н·м*); U; режим навантаження (циклограма або опис), місце установки редуктора з передачею й температура навколишнього повітря вибираються з результатів кінематичного розрахунку приводу й даних завдання на курсове проектування.

3.4.1 Розрахунок передачі проектувальний

1 Призначити матеріали черв'яка й черв'ячного колеса, вибрати або розрахувати допустимі контактні напруження. Для цього можна скористатися даними табл. 42, 43.

Орієнтовне значення швидкості ковзання V_S розраховують за формулою:

$$V_S = \frac{4{,}5 n_1}{10^4} \sqrt[3]{T_2}. \qquad (54)$$

Поправку до табличних значень $[\sigma]_H$ на режим навантаження K_{HL} вводять лише в тому випадку, коли черв'як має твердість робочих поверхонь витків $HRC > 45$, шліфований, полірований, а вінець черв'ячного колеса виконаний із олов'яної бронзи.

2 Розрахувати коефіцієнт навантаження K_H за формулою (48).

3 Призначити кількість заходів черв'яка z_1, кількість зубів колеса z_2, задатися значенням коефіцієнта діаметра черв'яка q.

Черв'ячну передачу зі стандартним передаточним числом і стандартною міжосьовою відстанню можна здійснити тільки при певному поєднанні параметрів. Ці сполучення наведені в табл. 50. Аналізуючи таблицю, неважко переконатися, що задане U одержується однозначним сполученням z_1 й z_2, а q в залежності від a може мати звичайно не більше двох різних значень. Досвід у розрахунках дозволяє передбачати очікувану міжосьову відстань й, відповідно, відносно обґрунтовано вибирати для розрахунків q. У протилежному випадку беруть цифру, що частіше повторюється, тобто більш імовірну. Якщо вибір зроблений невдало (це покаже наступний розрахунок a), варто прийняти інше значення q й розрахунок a повторити.

Для того щоб виключити занадто тонкі черв'яки, що порушує правильність зачеплення через прогини, рекомендується $q \geq 0{,}25 Z_2$.

4 Розрахувати потрібну міжосьову відстань a за формулою (42) або (43) і округлити її, як правило, до найближчого більшого стандартного значення (див. табл. 44). За необхідності уточнити прийняте раніше q й повторити розрахунок.

5 З урахуванням U і прийнятого q, за табл. 50 призначити параметри передачі: z_1; z_2; m; q; x; U, розрахувати геометричні й конструктивні параметри (рис. 11):

$$d_1 = qm;$$
$$d_{\omega 1} = d_1 + 2mx;$$
$$d_{a1} = d_1 + 2m;$$
$$d_{f1} = d_1 - 2{,}4m;$$
$$d_2 = z_2 m;$$
$$d_{a2} = d_{\omega 2} + 2m;$$
$$d_{f_2} = d_{\omega_2} - 2{,}4m.$$

Формули для розрахунків $d_{aM2}; b_2; b_1$ наведені в табл. 51.

6 Призначити ступінь точності передачі.

Рекомендації див. у табл. 52.

Таблиця 50 – Основні параметри черв'ячних циліндричних передач (ДСТУ 2458-98)

Передаточні числа $U_{ном}$	Пара-метри	Міжосьова відстань a_w, мм																	
		40			50			63			80			100			125		
8 16 31,5	$Z_2 : Z_1$	32:4	32:2	32:1	32:4	32:2	32:1	32:4	32:2	32:1	32:4	32:2	32:1	32:4	32:2	32:1	32:4	32:2	32:1
	m	2,00			2,50			3,15			4,00			5,00			6,30		
	q	8			8			8			8			8			8		
	x	0			0			0			0			0			- 0,160		
	U	8	16	32	8	16	32	8	16	32	8	16	32	8	16	32	8	16	32
9 18 35,5	$Z_2 : Z_1$	36:4	36:2	36:1	36:4	36:2	36:1	36:4	36:2	36:1	36:4	36:2	36:1	36:4	36:2	36:1	36:4	36:2	36:1
	m	1,60			2,00			2,50			3,15			4,00			5,00		
	q	12,5			12,5			12,5			16,0			12,5			12,5		
	x	+ 0,750			+ 0,750			+ 0,950			- 0,603			+ 0,750			+ 0,750		
	U	9	18	36	9	18	36	9	18	36	9	18	36	9	18	36	9	18	36
10 20 40	$Z_2 : Z_1$	40:4	40:2	40:1	40:4	40:2	40:1	40:4	40:2	40:1	40:4	40:2	40:1	40:4	40:2	40:1	40:4	40:2	40:1
	m	1,60			2,00			2,50			3,15			4,00			5,00		
	q	10			10			10			10			10			10		
	x	0			0			+ 0,200			+ 0,400			0			0		
	U	10	20	40	10	20	40	10	20	40	10	20	40	10	20	40	10	20	40
11,2 22,4 45	$Z_2 : Z_1$	46:4	46:2	46:1	46:4	46:2	46:1	46:4	46:2	46:1	46:4	46:2	46:1	46:4	46:2	46:1	46:4	46:2	46:1
	m	1,25			1,60			2,00			2,50			3,15			4,00		
	q	16			16			16			16			16			16		
	x	+ 1,000			+ 0,250			+ 0,500			+ 1,000			+ 0,750			+ 0,250		
	U	11,5	23,0	46,0	11,5	23,0	46,0	11,5	23,0	46,0	11,5	23,0	46,0	11,5	23,0	46,0	11.5	23.0	46,0
12,5 25 50	$Z_2 : Z_1$	50:4	50:2	50:1	50:4	50:2	50:1	50:4	50:2	50:1	50:4	50:2	50:1	50:4	50:2	50:1	50:4	50:2	50:1
	m	1,25			1,60			2,00			2,50			3,15			4,00		
	q	12,5			12,5			12,5			12,5			12,5			12,5		
	x	+ 0,750			0			+ 0,250			+ 0,750			+ 0,496			0		
	U	12,5	25,0	50,0	12,5	25,0	50,0	12,5	25,0	50,0	12,5	25,0	50,0	12,5	25,0	50,0	12,5	25,0	50,0
14 28 56	$Z_2 : Z_1$	58:4	58:2	58:1	58:4	58:2	58:1	58:4	58:2	58:1	58:4	58:2	58:1	58:4	58:2	58:1	58:4	58:2	58:1
	m	1,00			1,25			1,60			2,00			2,50			3,15		
	q	20			20			20			20			20			20		
	x	+ 1,000			+ 1,000			+ 0,375			+ 1,000			+ 1,000			+ 0,682		
	U	14,5	29,0	58,0	14,5	29,0	58,0	14,5	29,0	58,0	14,5	29,0	58,0	14,5	29,0	58,0	14,5	29,0	58,0
63	$Z_2 : Z_1$	63:1			63:1			63:1			63:1			63:1			63:1		
	m	1,00			1,25			1,60			2,00			2,50			3,15		
	q	16			16			16			16			16			16		
	x	+ 0,500			+ 0,500			- 0,125			+ 0,500			+ 0,500			+ 0,180		
	U	63			63			63			63			63			63		

Продовження таблиці 50

Передаточні числа $U_{ном}$	Пара-метри	Міжосьова відстань a_w, мм																	
		40			50			63			80			100			125		
80	$Z_2 : Z_1$	———			———			———			80:1			80:1			80:1		
	m										1,60			2,00			2,50		
	q										20			20			20		
	x										0			0			0		
	U										80			80			80		
Передаточні числа $U_{ном}$	**Пара-метри**	**Міжосьова відстань a_w, мм**																	
		140			160			180			200			225			250		
8 16 31,5	$Z_2 : Z_1$	32:4	32:2	32:1	32:4	32:2	32:1	32:4	32:2	32:1	32:4	32:2	32:1	32:4	32:2	32:1	32:4	32:2	32:1
	m	6,3			8,0			8,0			10,0			10,0			12,5		
	q	12,5			8,0			12,5			8,0			12,5			8,0		
	x	- 0,03			0			+ 0,25			0			+ 0,25			0		
	U	8	16	32	8	16	32	8	16	32	8	16	32	8	16	32	8	16	32
9 18 35,5	$Z_2 : Z_1$	36:4	36:2	36:1	36:4	36:2	36:1	36:4	36:2	36:1	36:4	36:2	36:1	36:4	36:2	36:1	36:4	36:2	36:1
	m	6,3			6,3			8,0			8,0			10,0			10,0		
	q	8,0			14,0			8,0			12,5			8,0			12,5		
	x	- 0,222			+ 0,397			+ 0,500			+ 0,750			+ 0,500			+ 0,750		
	U	9	18	36	9	18	36	9	18	36	9	18	36	9	18	36	9	18	36
10 20 40	$Z_2 : Z_1$	40:4	40:2	40:1	40:4	40:2	40:1	40:4	40:2	40:1	40:4	40:2	40:1	40:4	40:2	40:1	40:4	40:2	40:1
	m	5,0			6,3			6,3			8,0			8,0			10,0		
	q	16			10			16			10			16			10		
	x	0			+ 0,397			+ 0,571			0			+ 0,125			0		
	U	10	20	40	10	20	40	10	20	40	10	20	40	10	20	40	10	20	40
11,2 22,4 45	$Z_2 : Z_1$	46:4	46:2	46:1	46:4	46:2	46:1	46:4	46:2	46:1	46:4	46:2	46:1	46:4	46:2	46:1	46:4	46:2	46:1
	m	5,0			5,0			6,3			6,3			8,0			8,0		
	q	10			16			10			16			10			16		
	x	0			+ 1,000			+ 0,571			+ 0,750			+ 0,125			+ 0,250		
	U	11,5	23,0	46,0	11,5	23,0	46,0	11,5	23,0	46,0	11,5	23,0	46,0	11,5	23,0	46,0	11,5	23,0	46,0
12,5 25 50	$Z_2 : Z_1$	50:4	50:2	50:1	50:4	50:2	50:1	50:4	50:2	50:1	50:4	50:2	50:1	50:4	50:2	50:1	50:4	50:2	50:1
	m	4,0			5,0			5,0			6,3			6,3			8,0		
	q	20,0			12,5			20,0			12,5			20,0			12,5		
	x	0			+ 0,750			+ 0,100			+ 0,496			+ 0,710			0		
	U	12,5	25,0	50,0	12,5	25,0	50,0	12,5	25,0	50,0	12,5	25,0	50,0	12,5	25,0	50,0	12,5	25,0	50,0

Продовження таблиці 50

Передаточні числа $U_{ном}$	Пара-метри	Міжосьова відстань a_w, мм																	
		140			160			180			200			225			250		
14 28 56	$Z_2 : Z_1$	58:4	58:2	58:1	58:4	58:2	58:1	58:4	58:2	58:1	58:4	58:2	58:1	58:4	58:2	58:1	58:4	58:2	58:1
	m	4,00			4,00			5,00			5,00			6,30			6,30		
	q	12,5			20,0			12,5			20,0			12,5			20,0		
	x	- 0,250			+ 1,000			+ 0,750			+ 1,000			+ 0,464			+ 0,682		
	U	14,5	29,0	58,0	14,5	29,0	58,0	14,5	29,0	58,0	14,5	29,0	58,0	14,5	29,0	58,0	14,5	29,0	58,0
63	$Z_2 : Z_1$	———			63:1			63:1			63:1			63:1			63:1		
	m				4,0			5,0			5,0			6,3			6,3		
	q				16,0			12,5			16,0			12,5			16,0		
	x				+ 0,500			- 0,750			+ 0,500			- 1,000			+ 0,182		
	U				63			63			63			63			63		
71	$Z_2 : Z_1$	73:1			———			73:1			———			73:1			———		
	m	3,15						4,00						5,00					
	q	16						16						16					
	x	- 0,560						+ 0,500						+ 0,500					
	U	73						73						73					
80	$Z_2 : Z_1$	———			80:1			———			80:1			———			80:1		
	m				3,15						4,00						5,00		
	q				20						20						20		
	x				+ 0,794						0						0		
	U				80						80						80		

Передаточні числа $U_{ном}$	Пара-метри	Міжосьова відстань a_w, мм																	
		280			315			355			400			450			500		
8 16 31,5	$Z_2 : Z_1$	32:4	32:2	32:1	32:4	32:2	32:1	32:4	32:2	32:1	32:4	32:2	32:1	32:4	32:2	32:1	32:4	32:2	32:1
	m	12,5			16,0			16,0			20,0			———			———		
	q	12,5			8,0			12,5			8,0								
	x	+ 0,150			- 0,300			- 0,063			0								
	U	8	16	32	8	16	32	8	16	32	8	16	32	8	16	32	8	16	32
9 18 35,5	$Z_2 : Z_1$	36:4	36:2	36:1	36:4	36:2	36:1	36:4	36:2	36:1	36:4	36:2	36:1	36:4	36:2	36:1	36:4	36:2	36:1
	m	12,5			12,5			16,0			16,0			20,0			———		
	q	8,0			12,5			8,0			12,5			8,0					
	x	+ 0,400			+ 0,950			+ 0,187			+ 0,750			+ 0,500					
	U	9	18	36	9	18	36	9	18	36	9	18	36	9	18	36			

Продовження таблиці 50

Передаточні числа $U_{ном}$	Пара-метри	Міжосьова відстань a_w, мм																	
		280			315			355			400			450			500		
10 20 40	$Z_2 : Z_1$	40:4	40:2	40:1	40:4	40:2	40:1	40:4	40:2	40:1	40:4	40:2	40:1	40:4	40:2	40:1	40:4	40:2	40:1
	m	10,0			12,5			12,5			16,0			16,0			20,0		
	q	16			10			16			10			16			10		
	x	0			+ 0,200			+ 0,400			0			+ 0,125			0		
	U	10	20	40	10	20	40	10	20	40	10	20	40	10	20	40	10	20	40
11,2 22,4 45	$Z_2 : Z_1$	46:4	46:2	46:1	46:4	46:2	46:1	46:4	46:2	46:1	46:4	46:2	46:1	46:4	46:2	46:1	46:4	46:2	46:1
	m	10,0			10,0			12,5			12,5			16,0			16,0		
	q	10			16			10			16			10			16		
	x	0			+ 0,500			+ 0,400			+ 1,000			+ 0,125			+ 0,250		
	U	11,5	23,0	46,0	11,5	23,0	46,0	11,5	23,0	46,0	11,5	23,0	46,0	11,5	23,0	46,0	11,5	23,0	46,0
12,5 25 50	$Z_2 : Z_1$	50:4	50:2	50:1	50:4	50:2	50:1	50:4	50:2	50:1	50:4	50:2	50:1	50:4	50:2	50:1	50:4	50:2	50:1
	m	8,0			10,0			10,0			12,5			12,5			16,0		
	q	20,0			12,5			20,0			12,5			20,0			12,5		
	x	0			+ 0,250			+ 0,500			+ 0,750			+ 1,000			0		
	U	12,5	25,0	50,0	12,5	25,0	50,0	12,5	25,0	50,0	12,5	25,0	50,0	12,5	25,0	50,0	12,5	25,0	50,0
14 28 56	$Z_2 : Z_1$	58:4	58:2	58:1	58:4	58:2	58:1	58:4	58:2	58:1	58:4	58:2	58:1	58:4	58:2	58:1	58:4	58:2	58:1
	m	8,0			8,0			10,0			10,0			12,5			12,5		
	q	12,5			20,0			12,5			20,0			12,5			20,0		
	x	- 0,250			+ 0,375			+ 0,250			+ 1,000			+ 0,750			+ 1,000		
	U	14,5	29,0	58,0	14,5	29,0	58,0	14,5	29,0	58,0	14,5	29,0	58,0	14,5	29,0	58,0	14,5	29,0	58,0
63	$Z_2 : Z_1$	———			63:1			———			63:1			61:1			63:1		
	m				8,0						10,0			12,5			12,5		
	q				16,0						16,0			12,5			16,0		
	x				- 0,125						+ 0,500			- 0,750			+ 0,500		
	U				63						63			61			63		
71	$Z_2 : Z_1$	73:1			———			73:1			———			73:1			———		
	m	6,3						8,0						10,0					
	q	16						16						16					
	x	- 0,056						- 0,125						+ 0,500					
	U	73						73						73					
80	$Z_2 : Z_1$	———			80:1			———			80:1			———			80:1		
	m				6,3						8,00						10,0		
	q				20						20						20		
	x				0						0						0		
	U				80						80						80		

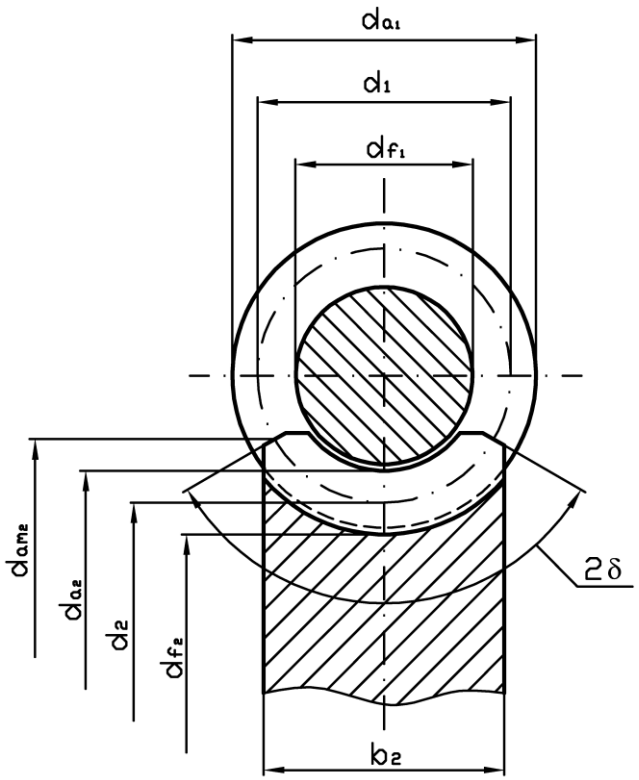


Рисунок 11 – Схема зачеплення черв'ячної циліндричної передачі

Таблиця 51 – Формули для розрахунків довжини нарізаної частини черв'яка b_1*, найбільшого діаметра черв'ячного колеса* $d_{ам_2}$*, ширини черв'ячного колеса* b_2

Z_1		1	2	4
b_1, *мм*	$x=0$	$b_1 \geq (10+0{,}06z_2)m$		$b_1 \geq (12{,}5+0{,}09z_2)m$
	$x=-0{,}5$	$b_1 \geq (8+0{,}06z_2)m$		$b_1 \geq (9{,}5+0{,}09z_2)m$
	$x=-1$	$b_1 \geq (10{,}5+0{,}1z_1)m$		$b_1 \geq (10{,}5+0{,}1z_1)m$
	$x=+0{,}5$	$b_1 \geq (11+0{,}1z_2)m$		$b_1 \geq (12{,}5+0{,}1z_2)m$
	$x=+1$	$b_1 \geq (12+0{,}1z_2)m$		$b_1 \geq (13+0{,}1z_2)m$
$d_{ам_2}$, *мм*		$d_{ам_2} \leq d_{a_2}+2m$	$d_{ам_2} \leq d_{a_2}+1{,}5m$	$d_{ам_2} \leq d_{a_2}+m$
b_2, *мм*		$b_2 \leq 0{,}75d_{a_1}$		$b_2 \leq 0{,}67d_{a_1}$

Примітки:

1 Для черв'яків, що шліфують, b_1 збільшується на 25 мм при $m<10мм$, на 35...40 мм – при $m=10...16мм$, на 50 мм – при $m>16мм$.

2 Знаки >, < указують на те, що розраховане значення варто збільшити (зменшити) до цілого або зручного числа.

Таблиця 52 – Рекомендовані ступені точності черв'ячних передач залежно від швидкості ковзання

Швидкість ковзання $V_S, м/с$	1,5	1,5...7,5	1,5...12	3...25
Ступінь точності черв'ячної передачі	9	8	7	6

3.4.2 Розрахунок передачі перевірний

Попередньо необхідно уточнити вихідні дані: U; $P_2, кВт$; $n_2, хв^{-1}$ ($T_2, H \cdot м$), розрахувати фактичну швидкість ковзання V_S й перевірити, чи відповідають призначені матеріали рекомендаціям табл. 42, уточнити (з урахуванням $V_{S_{факт}}$) значення $[\sigma]_{HL}$, розрахувати $[\sigma]_{F\max}$, уточнити за необхідності значення коефіцієнтів навантаження.

Ефективний коефіцієнт концентрації навантаження з урахуванням припрацювання зубів черв'ячного колеса

$$K_\beta = 1 + \left(\frac{z_2}{\theta}\right)^3 (1 - X),$$

де θ – коефіцієнт деформації черв'яка (табл. 53);

X – відношення середньозваженої потужності до максимальної:

$$X = \frac{P_{cp}}{P_{\max}} = \sum_{i=1}^{k} \left(\frac{P_i}{P_{\max}} \frac{t_i n_i}{\sum t_i n_i} \right).$$

Таблиця 53 – Коефіцієнт деформації черв'яка θ

z_1	Коефіцієнт деформації θ при q						
	7,1	8	9	10	11	12,5	14
1	57	72	89	108	127	157	190
2	45	57	71	86	102	125	152
4	37	47	58	70	82	101	123

Деякі використовувані при цьому формули:

$$V_S = \frac{\pi d_1 n_1}{60000 \cos\gamma} = \frac{\pi d_1 n_1}{60000 \sin\gamma}; \quad (55)$$

$$\gamma = arctg \frac{z_1}{q}; \quad (56)$$

$$P_2 = P_1\eta = \frac{T_2 n_2}{9550} = \frac{T_1 U n_2 \eta}{9550}; \quad (57)$$

$$n_2 = \frac{n_1}{U}, \quad (58)$$

а також формула (51).

Перевірку можна виконати за формулами:

- (44), (45) – на контактну витривалість передачі;
- (46), (47) – на витривалість зубів колеса при згині;
- (49) – на статичну міцність зубів колеса при згинанні максимально можливим навантаженням;
- (50) – на теплостійкість передачі.

3.5 Приклад розрахунку

Виконати розрахунок черв'ячної циліндричної передачі за наведеною схемою й вихідними даними (див. рис. 7).

Вихідні дані вибираємо з результатів кінематичного розрахунку за табл. 15:

$T_4 = 391$ Н·м;

$n_3 = 1600$ хв$^{-1}$;

$n_4 = 64$ хв$^{-1}$;

$U_{3\text{-}4} = 25$.

Режим навантаження:

Частота обертання	Час роботи в годинах з використанням потужності					
	t_1	P_1	t_2	P_2	t_3	P_3
n_1	3000	P	3000	0,7P	4000	0,4P

Аналізуючи призначення приводу до ножиць, вважали, що передача буде працювати в слабко вентильованому приміщенні із середньою температурою повітря $t_0 = 20^\circ C$. У зв'язку з цим, для відведення тепла корпус редуктора передбачається виконати оребреним, а в конструкції проміжного вала черв'яка передбачений вентилятор для обдуву передачі повітрям.

Розрахунок передачі проектувальний

1 $V_S = \frac{4{,}5 n_3}{10^4}\sqrt[3]{T_4} = \frac{4{,}5 \cdot 1600}{10^4}\sqrt[3]{391} \cong 5{,}3\frac{м}{с}$.

2 Призначається з табл. 42, 43: для черв'яка – Сталь 45 загартована СВЧ до твердості 50 HRC із наступним шліфуванням і поліруванням витків, для колеса – бронза *Бр А9Ж3Л* із виливанням у кокіль.

3 Оскільки вінець черв'ячного колеса виконаний із безолов'яної бронзи, приймається $K_{H_L} = 1$.

4 Допустимі контактні напруження:

$$[\sigma]_{H_L} = [\sigma]_H \cdot K_{H_L} = 163 \cdot 1 = 163 \ МПа,$$

де $[\sigma]_H = 163 \ МПа$ (див. табл. 43).

5 За табл. 50 призначається попередньо для $U_{ном} = 25$ коефіцієнт діаметра черв'яка, що може мати значення: 12,5; 20. Найбільш часто повторюється значення 12,5. Тому $q = 12{,}5$ найбільш імовірно. При цьому відношення $\frac{q}{Z_4} = \frac{12{,}5}{50} = 0{,}25$ перебуває в рекомендованих межах $q \geq 0{,}25 Z_4$.

6 Коефіцієнт навантаження

$$K_H = K_V K_\beta = 1{,}2 \cdot 1{,}05 \cong 1{,}26,$$

де $K_V = 1{,}2$ (що відповідає $V_S = 5{,}3 \ м/с$);

$K_\beta = 1{,}05$ (для $q = 12{,}5$).

7 Розраховується потрібна міжосьова відстань:

$$a \geq K'_{a_T} (q + Z_4) \sqrt[3]{\frac{T_4 K_H}{q \cdot Z_4^2 [\sigma]_{H_L}^2}} =$$

$$= 310 (12{,}5 + 50) \sqrt[3]{\frac{391 \cdot 1{,}26}{12{,}5 \cdot 50^2 \cdot 163^2}} \cong 162{,}8 \ мм,$$

де $K'_{a_T} = 310 \ МПа^{1/3}$ (див. табл. 45);

$Z_4 = Z_3 \cdot U_{3-4} = 2 \cdot 25 = 50 > Z_{\min} = 28$ (з умови непідрізання зубів колеса). При $U_{3-4} = 25$ $Z_3 = 2$.

Приймається зі стандартного ряду (табл. 44) $a_\omega = 160 \ мм$.

8 За табл. 50 призначаємо параметри передачі:

$$Z_3 = 2; \ Z_4 = 50; \ m = 5 \ мм; \ q = 12{,}5; \ x = +0{,}750; \ U = 25.$$

9 Інші геометричні й конструктивні параметри передачі:

- для черв'яка:

$$d_3 = mq = 5 \cdot 12{,}5 = 62{,}2 \ мм;$$

$$d_{\omega 3} = mq + 2mx = 5 \cdot 12{,}5 + 2 \cdot 5(+0{,}75) = 70 \ мм;$$

$$d_{a3} = d_{\omega 3} + 2m = 70 + 2 \cdot 5 = 80 \ мм;$$

$$d_{f3} = d_{\omega 3} - 2{,}4m = 70 - 2{,}4 \cdot 5 = 58 \ мм;$$

- для черв'ячного колеса:

$$d_{\omega 4} = d_4 = mZ_4 = 5 \cdot 50 = 250 \ мм;$$

$$d_{a4} = d_4 + 2m = 250 + 2 \cdot 5 = 260 \ мм;$$

$$d_{f4} = d_4 - 2{,}4m = 250 - 2{,}4 \cdot 5 = 238 \ мм.$$

Перевірка: $a_\omega = \frac{d_{\omega 3}}{2} + \frac{d_{\omega 4}}{2} = \frac{70}{2} + \frac{250}{2} = 160 \ мм.$

З табл. 51:

$$d_{aM4} \le d_{a4} + 1{,}5m = 260 + 1{,}5 \cdot 5 = 267{,}5 \ мм;$$

$$b_4 \le 0{,}75 d_{a3} = 0{,}75 \cdot 80 = 60 \ мм;$$

$$b_3 \ge (12 + 0{,}1Z_4)m = (12 + 0{,}1 \cdot 50) \cdot 5 = 85 \ мм.$$

Приймається $b_3 = 110 \ мм$, тому що для шліфованих черв'яків b_3 збільшується на 25 мм при $m < 10 мм$.

10 Відповідно до табл. 52 призначається ступінь точності передачі - **8**.

Розрахунок передачі перевірний

1 Фактична частота обертання колеса

$$n_4 = \frac{n_3}{U_{3-4}} = \frac{1600}{25} = 64 хв^{-1}.$$

2 Кут підйому витків черв'яка

$$\gamma = arctg \frac{Z_3}{q} = arctg \frac{2}{12{,}5} \cong 9{,}09^\circ.$$

3 Фактична швидкість ковзання

$$V_S = \frac{\pi d_4 n_4}{60000 \cdot \sin\gamma} = \frac{3{,}14 \cdot 250 \cdot 64}{60000 \cdot \sin 9{,}09^0} \cong 5{,}3 \frac{м}{с}.$$

Отже, згідно з табл. 42 матеріал колеса обраний правильно.

4 ККД черв'ячного зачеплення

$$\eta = \frac{tg\gamma}{tg(\gamma + \rho')} = \frac{tg 9{,}09^0}{tg(9{,}09^0 + 2^0)} \cong 0{,}82,$$

де $\rho' = 2^0 00'$ (див. табл. 47).

Раніше було прийнято $\eta = 0{,}8$. Отримане відхилення 2,5% вважається допустимим.

5 Уточнюється потужність на черв'яку:

$$P_{3\phi} = \frac{T_3 n_3}{9550\ \eta} = \frac{391 \cdot 64}{9550\ \cdot 0{,}82} = 3{,}21\ кВт.$$

$P_{3\phi} < P_3$ – електродвигун обраний вірно.

6 Коефіцієнт довговічності за умовою контактної міцності K_{H_L} =1.

7 Коефіцієнт довговічності за умовою витривалості зубів коліс при згинанні

$$K_{F_L} = \sqrt[9]{\frac{N_{FO}}{N_{FE_4}}} = \sqrt[9]{\frac{25 \cdot 10^7}{12 \cdot 10^6}} \cong 1{,}4;$$

де $N_{F_O} = 25 \cdot 10^7$ – для бронз і латуней;

$$N_{FE_3} = 60 n_4 \Sigma \left[t_i \left(\frac{P_i}{P_1} \right)^9 \right] = 60 \cdot 64 \left(3000 \cdot 1^9 + 3000 \cdot 0{,}7^9 + 3000 \cdot 0{,}5^9 \right) = 12 \cdot 10^6.$$

Приймається $K_{F_L} = 1{,}4$, що відповідає (40).

8 Допустимі напруження:

- контактні $[\sigma]_H = 163\ МПа$ (див. табл. 43);
- при згинанні $[\sigma]_F = 58\ МПа$ (за замовчуванням навантаження – нереверсивне (див. табл. 43)).

Допустимі напруження з урахуванням режиму роботи передачі:

$$[\sigma]_{H_L} = [\sigma]_H \cdot K_{H_L} = 163 \cdot 1 = 163\ МПа;$$
$$[\sigma]_{F_L} = [\sigma]_F \cdot K_{F_L} = 58 \cdot 1{,}4 \cong 81\ МПа.$$

9 Уточнюємо коефіцієнти розрахункового навантаження:

$$K_H = K_F = K_V K_\beta = 1{,}2 \cdot 1{,}02 \cong 1{,}22,$$

де $K_V = 1{,}2$ (що відповідає V_S = *5,3 м/с*);

$$K_\beta = 1 + \left(\frac{Z_4}{\theta} \right)^3 (1 - X) = 1 + \left(\frac{50}{125} \right)^3 (1 - 0{,}74) = 1{,}02;$$

θ=1,25 (див. табл. 53 для $Z_3 = 2;\ q = 12{,}5$);

$$X = \left(\frac{P}{P}\right) \cdot \frac{3000 \cdot 64}{(3000 \cdot 64 + 3000 \cdot 64 + 3000 \cdot 64)} +$$

$$+ \left(\frac{0{,}7P}{P}\right) \cdot \frac{3000 \cdot 64}{(3000 \cdot 64 + 3000 \cdot 64 + 3000 \cdot 64)} +$$

$$+ \left(\frac{0{,}5P}{P}\right) \cdot \frac{3000 \cdot 64}{(3000 \cdot 64 + 3000 \cdot 64 + 3000 \cdot 64)} = 0{,}74.$$

10 Розрахункові контактні напруження

$$\sigma_H = \frac{Z_H^{/} Z_M^{/}}{d_4} \sqrt{\frac{T_4 K}{d_3}} = \frac{1{,}74 \cdot 8600}{250} \sqrt{\frac{391 \cdot 1{,}22}{62{,}5}} \cong 165\ МПа,$$

де $Z_H^{/} = \sqrt{\frac{2\cos^2\gamma}{\sin 2\alpha}} = \sqrt{\frac{2 \cdot \cos^2 9{,}09^0}{\sin 2 \cdot 20^0}} \cong 1{,}74$; $Z_M^{/} = 8600\ МПа^{1/2}$.

$$\sigma_H > [\sigma]_{H_L}.$$

165 МПа > 163 МПа **– контактну втомну міцність забезпечено.** Перевантаження становить $\left|\frac{165 - 163}{163}\right| \cdot 100 \cong 1{,}2\% < 5\%$, що відповідає рекомендаціям $1{,}05[\sigma]_H \geq \sigma_H \geq 0{,}80[\sigma]_H$.

11 Розрахункові напруження при згинанні

$$\sigma_F = Y_F^{/} \frac{2300\, T_4 K_F}{d_3 d_4 m} = 1{,}44 \frac{2300 \cdot 391 \cdot 1{,}22}{62{,}5 \cdot 250 \cdot 5} \cong 20\ МПа,$$

де $Y_F^{/} = 1{,}44$ (див. табл. 46), що відповідає кількості зубів еквівалентного колеса $Z_{F4} = \frac{Z_4}{\cos^3\gamma} = \frac{50}{\cos^3 9{,}09^0} \cong 52$.

$$\sigma_F < [\sigma]_{F_L}.$$

20 МПа < 81 МПа **– втомну міцність при згинанні забезпечено.**

12 Перевіряємо передачу на статичну міцність при короткочасних перевантаженнях:

$$\sigma_{F\max} = \sigma_F K_{пер} = 20 \cdot 2{,}55 = 51\ МПа,$$

де $K_{пер} = \left(\frac{T_{\max}}{T_{ном}}\right)\left(\frac{P_{ед}}{P_{потр}}\right) = 2{,}2 \cdot \frac{4}{3{,}45} \cong 2{,}55$ (див. розрахунок зубчастої передачі 1–2 зубчасто-черв'ячного редуктора).

Допустимі напруження на згинання при статичному перевантаженні передачі

$$[\sigma]_{F\max} = 0{,}6 \cdot 490 \cong 294\ МПа,$$

де σ_B = 490 МПа – для бронзи *БрА9ЖЗЛ* (див. табл. 43).

$$\sigma_{F\max} < [\sigma]_{F\max}.$$

***51,5 МПа < 294 МПа* – статичну міцність на згинання при перевантаженнях забезпечено.**

13 Перевіряємо передачу на теплостійкість.

Робоча температура мастила

$$t_p = t_0 + \frac{10^3 P_3(1-\eta)}{K_t S_t} \cdot \frac{F}{F_{наиб}} = 20^0 + \frac{10^3 \cdot 3{,}21(1-0{,}82)}{20 \cdot 0{,}87} \cdot 0{,}9 \cong 50^0 C,$$

де t_0 = 20 °C; P_3 = 3,21 кВт; η = 0,82;

$K_t = 20 \frac{кВт}{м^2 \cdot {}^oC}$ – охолодження штучне обдувом повітрям (див. табл. 48);

$S_t \cong 20 \cdot a^{1,71} = 20 \cdot 0{,}16^{1,71} \cong 0{,}87\ м^2$;

$$\frac{F}{F_{наиб}} = \frac{\sum P_i t_i}{P_{наиб} \sum t_i} = \frac{1 \cdot 3000 + 0{,}7 \cdot 3000 + 0{,}5 \cdot 3000}{3000 + 3000 + 3000} = 0{,}9.$$

$$t_p < [t_{\max}].$$

***50 °C < 60 °C* – теплостійкість передачі забезпечено.**

4 ЛАНЦЮГОВІ ПЕРЕДАЧІ

4.1 Загальні відомості

Ланцюгова передача (рис. 12) – передача зачепленням із проміжним гнучким зв'язком, заснована на зачепленні шарнірів або зубів ланцюга із зубами зірочок. Застосовується при великих міжосьових відстанях, а також для передачі руху від одного ведучого вала декільком веденим, коли застосування зубчастих передач неможливе або недоцільне, а пасові передачі недостатньо надійні.

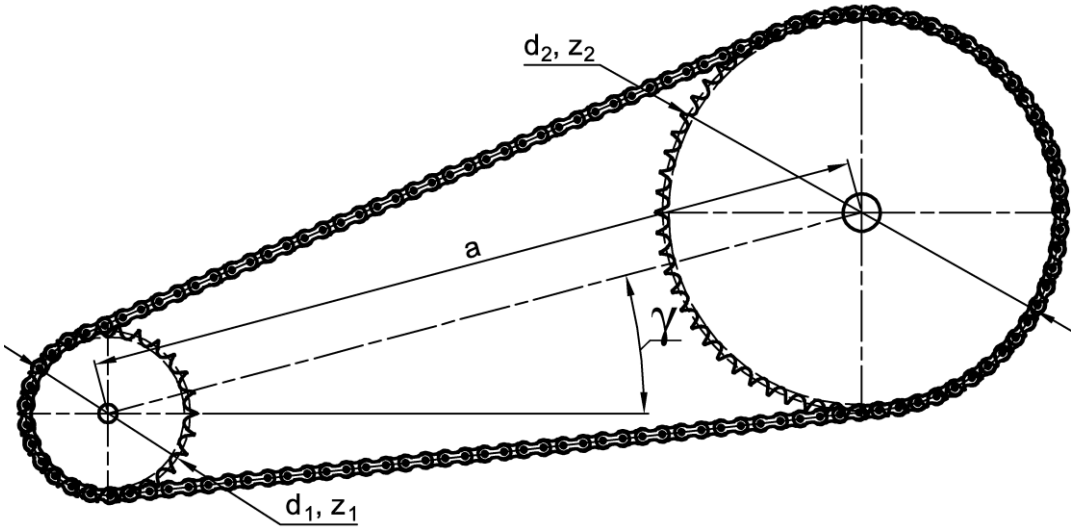


Рисунок 12 – Схема ланцюгової передачі

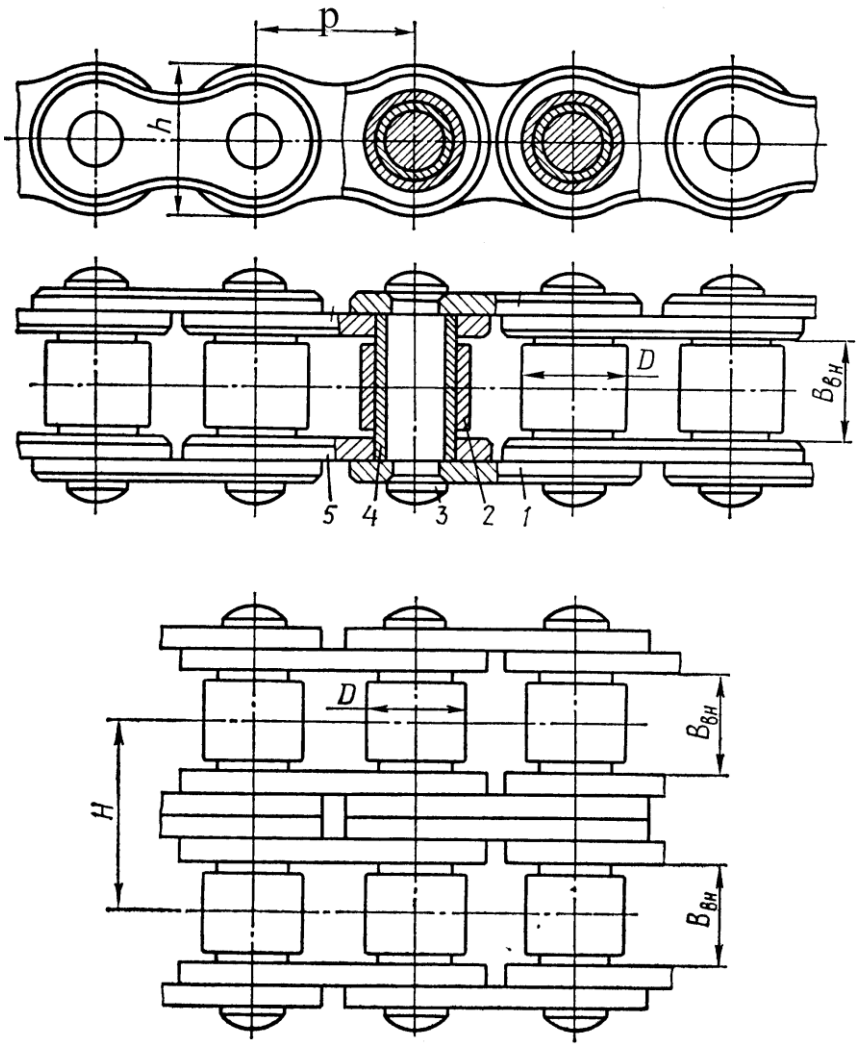
Ланцюгові передачі розрізняють за типом приводного ланцюга: з роликовими, втулковими або зубчастими ланцюгами. Найбільш широко поширені передачі з роликовими ланцюгами.

4.2 Конструкція приводних роликових ланцюгів

Конструкція приводного роликового ланцюга представлена на рис. 13.

Основні розміри за ГОСТ 13568-97, мм: p – крок ланцюга; $d_в$ – діаметр валика; $D_р$ – діаметр ролика; B – ширина внутрішньої ланки; $B_{вн}$ – відстань між пластинами внутрішньої ланки; Q – навантаження руйнівне.

Стандарт регламентує випуск одно-, дво-, три- і чотирирядних ланцюгів із кроками від 12,7 до 50,8 мм.



1 – зовнішня пластина; 2 – ролик; 3 – валик; 4 – втулка;
5 – внутрішня пластина

Рисунок 13 – Конструкція приводного роликового ланцюга

Установлені такі позначення видів роликових ланцюгів:

- ПРЛ – роликові, однорядні, нормальної точності;
- ПР – роликові підвищеної точності;
- ПРД – роликові довголанкові;
- ПРЗ – роликові із зігнутими пластинами.

У маркуванні роликових ланцюгів указуються: кількість рядів (крім однорядних), крок, статичне руйнівне навантаження (у кілограмах).

Наприклад:

ПР - 15,875 - 2270 ГОСТ 13568-97;

2ПР - 19,05 - 7200 ГОСТ 13568-97.

Зуби зірочок для роликових ланцюгів (рис. 14) профілюються за ГОСТ 591-69. Стандарт передбачає нарізування їхніх профілів без зміщення – для реверсивних передач і зі зміщенням – для нереверсивних передач. Осі шарнірів ланок ланцюга, що перебувають у зачепленні із зірочкою, розташовуються на ділильному колі зірочки з діаметром

$$d = \frac{p}{\sin\left(\frac{180°}{z}\right)}, \tag{59}$$

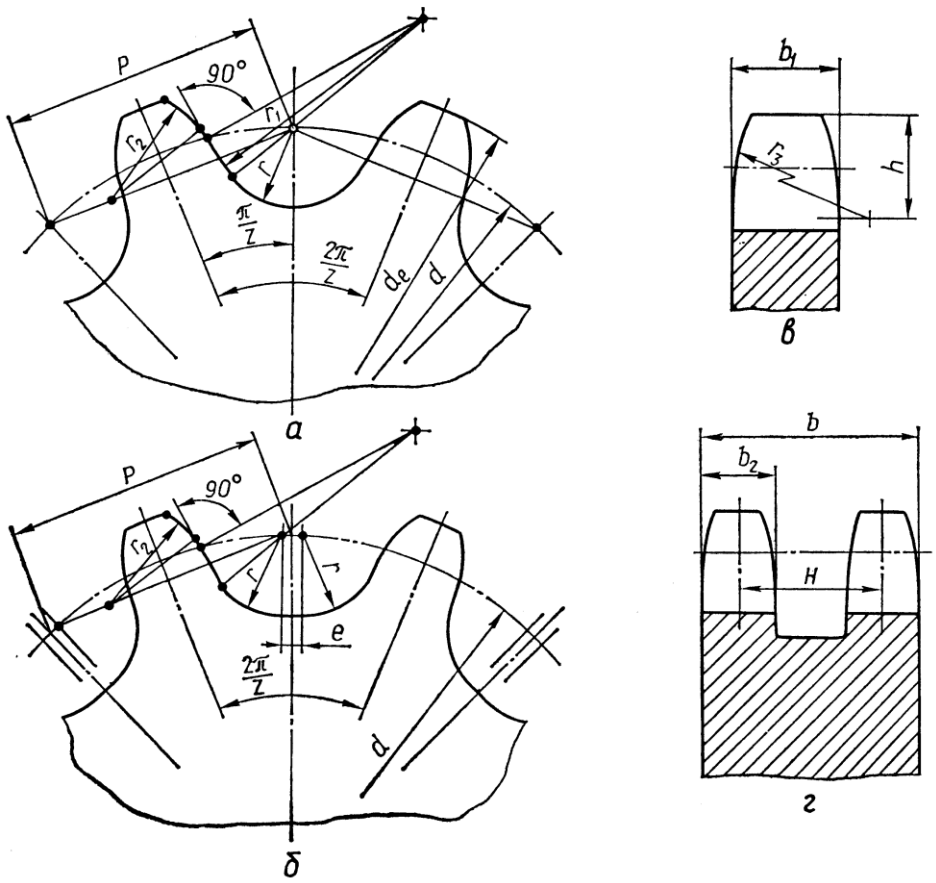
де z – кількість зубів зірочки.

Діаметр кола, що обмежує вершини зубів, визначається за формулою:

$$d_e = p\left[0{,}5 + ctg\left(\frac{180°}{z}\right)\right]. \tag{60}$$

Ширина зубчастого вінця зірочок

$$b_1 = 0{,}93B_{вн} - 0{,}15\,. \tag{61}$$



а – профіль зубів без зміщення; б – профіль зубів зі зміщенням e;
в – ширина зубчастого вінця зірочки однорядного ланцюга;
г – ширина зубчастого вінця зірочки дворядного ланцюга

Рисунок 14 – Параметри вінця зірочки

4.3 Геометричні параметри ланцюгової передачі

4.3.1 Кількості зубів зірочок

Мінімальна кількість зубів ведучої зірочки обмежується збільшенням кроку ланцюга внаслідок спрацювання шарнірів, динамічними навантаженнями на ланцюг і шумом працюючої передачі. Воно призначається в межах кількості зубів зірочок:

$$z_{\min} \geq 15...17. \tag{62}$$

Визначати z_1 рекомендується за формулою:

$$z_1 = 31 - 2U\ . \tag{63}$$

4.3.2 Крок ланцюга

Доцільно вибирати ланцюг із мінімально допустимим для діючого навантаження кроком. Крок ланцюга можна зменшити, збільшуючи кількості зубів зірочок або кількість рядів ланцюга. Попередньо крок ланцюга можна призначити, виходячи з умови забезпечення стійкості шарніра проти спрацювання:

$$p \geq 600\sqrt[3]{\frac{P_1 K_A}{n_1 z_1 K_m [p]_{cn}}}\ , \tag{64}$$

де K_A – коефіцієнт, що враховує динамічність зовнішнього навантаження (табл. 54);

Таблиця 54 – Коефіцієнт динамічності зовнішнього навантаження

Динамічність	Навантаження спокійне	Помірні коливання навантаження	Різкі коливання навантаження
K_A	1	1,3	1,5

K_m – коефіцієнт, що враховує кількість рядів ланцюга (табл. 55);

Таблиця 55 – Коефіцієнт, що враховує кількість рядів ланцюга

Кількість рядів m	1	2	3	4
K_m	1	1,7	2,5	3

n_1 – частота обертання ведучої зірочки;

$[p]_{cn}$ – допустимий тиск, що гарантує стійкість шарніра проти спрацювання протягом заданого терміну служби:

$$[p]_{cn} = \frac{C}{h_{\Sigma} K_V K_R K_e}, \tag{65}$$

де C – коефіцієнт працездатності передачі, при граничній нормі спрацювання $(\Delta t/t)\cdot 100\% = 3\%$ $C = 4\cdot 10^6$;

h_{Σ} – термін служби передачі, год.:

$$h_{\Sigma} = t_1 + t_2 + t_3 + ... + t_n; \tag{66}$$

t_i – час роботи передачі в кожному i-тому режимі навантаження, год.;

K_V – коефіцієнт, що враховує частоту обертання ведучої зірочки при розрахунку з умови забезпечення стійкості шарнірів ланцюга проти спрацювання:

$$K_V = \sqrt[3]{(0{,}1\, n_1)^2}; \tag{67}$$

K_R – коефіцієнт, що враховує параметри передачі:

$$K_R = K_{z1} K_a K_u, \tag{68}$$

де K_{z1} – коефіцієнт, що враховує кількість зубів ведучої зірочки:

$$K_{Z1} = \frac{25}{z_1}; \tag{69}$$

K_a – коефіцієнт, що враховує довжину ведучої вітки передачі (міжосьову відстань), виражену в кроках:

$$K_a = \sqrt[4]{\frac{40}{a_p}}; \tag{70}$$

a_p – міжосьова відстань, виражена в кроках ланок ланцюга, рекомендується призначати a_p = 30...50;

K_u – коефіцієнт, що враховує вплив передаточного числа:

$$K_u = \frac{1}{\sqrt[6]{U}}; \tag{71}$$

K_e – коефіцієнт, що враховує умови експлуатації передачі,

$$K_e = K_\gamma K_p K_{зм}, \quad (72)$$

де K_γ – коефіцієнт, що враховує кут нахилу лінії центрів передачі щодо горизонту (табл. 56).

Таблиця 56 – Коефіцієнт, що враховує кут нахилу лінії центрів передачі щодо горизонту

γ	До 70°	Понад 70°
K_γ	1	1,25

K_p – коефіцієнт, що враховує спосіб компенсації витяжки ланцюга внаслідок спрацювання шарнірів (табл. 57).

Таблиця 57 – Коефіцієнт, що враховує спосіб компенсації витяжки ланцюга внаслідок спрацювання шарнірів

Спосіб компенсації	Переміщення опор валів передачі	Передача з натяжною зірочкою	Вилучення пари ланок ланцюга
K_p	1	1,15	1,25

$K_{зм}$ – коефіцієнт, що враховує спосіб змащення шарніра (табл. 58).

Таблиця 58 – Коефіцієнт, що враховує спосіб змащення шарніра

Спосіб змащення	Занурення вітки ланцюга в масляну ванну	Краплинне змащення	Періодичне змащення шарнірів	Періодичне змащення при роботі в забрудненому середовищі
$K_{зм}$	0,9	1,5	2	3

4.3.3 Міжосьова відстань передачі

Оптимальна міжосьова відстань призначається за умовою забезпечення нормальної жорсткості ведучої вітки передачі. Її рекомендується призначати в межах $a_p = (30...50)p$:

- при $U \le 3$ – $a_{\min} = 0{,}5(d_{e1} + d_{e2}) + (30...50)$ мм;
- при $U > 3$ – $a_{\min} = (d_{e1} + d_{e2})(9 + U)/20$,

де d_{e1}, d_{e2} – зовнішні діаметри ведучої і веденої зірочок.

4.3.4 Кількість ланок ланцюга

Кількість ланок ланцюга розраховується залежно від орієнтовної, раніше призначеної міжосьової відстані передачі:

$$l_p = \frac{2a}{p} + 0{,}5(z_1 + z_2) + \frac{p}{a}\left[\frac{z_2 - z_1}{2\pi}\right]^2. \qquad (73)$$

Отримане значення округлюється до найближчого парного числа.

4.3.5 Уточнення міжосьової відстані передачі

Теоретична (розрахункова) міжосьова відстань визначається залежно від призначеної кількості ланок:

$$a = \frac{p}{4}\left[l_p - 0{,}5(z_1 + z_2) + \sqrt{\left[l_p - 0{,}5(z_1 + z_2)\right]^2 - 8\left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi}\right)^2}\right]. \qquad (74)$$

Ланцюгова передача працює нормально, якщо її ведена вітка провисає. Для оптимального провисання розрахункова міжосьова відстань зменшується на (0,2...0,4)%:

$$\Delta a = (0{,}002...0{,}004)a.$$

4.4 Розрахунок передачі приводним роликовим ланцюгом

4.4.1 Основні критерії працездатності

Основними критеріями працездатності роликового ланцюга є:

- стійкість шарніра проти спрацювання (збільшення кроку внаслідок спрацювання шарніра порушує зачеплення ланцюга із зірочкою);
- втомне руйнування пластин і роликів;
- руйнування ланцюга при короткочасній дії максимальних навантажень та ін.

4.4.2 Розрахунок стійкості шарнірів ланцюга проти спрацювання

Розрахункова умова:

$$p \le [p]_{сп}.$$

Розрахункова схема представлена на рис. 15.

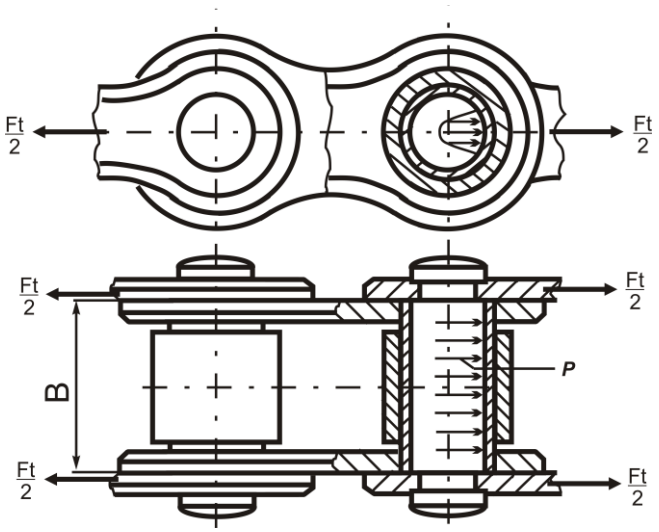


Рисунок 15 – Розрахункова схема

$$p = \frac{F_{te} K_A}{A_{on} K_m} \le [p]_{cn}, \qquad (75)$$

де p – розрахунковий тиск у шарнірі, *МПа*;

K_A – коефіцієнт, що враховує динамічність зовнішнього навантаження;

K_m – коефіцієнт, що враховує кількість рядів ланцюга (див. табл. 55);

A_{on} – площа опорної поверхні шарніра, *мм*^{2} (табл. 59);

Таблиця 59 – Параметри приводних роликових ланцюгів за ГОСТ 13568-75

Позначення ланцюга	*p, мм*	*H, мм*	$B_{вн}$, *мм*	D_p, *мм*	$A_{оп}$, *мм*^{2}	$F_{руйн}$, *кН*	*q, кг/м*
ПР-12,7-1820	12,7	13,92	7,75	8,51	50	18,2	0,75
2ПР-12,7-3180						31,8	1,40
ПР-15,875-2270	15,875	16,59	9,65	10,16	71	22,7	1,00
2ПР-15,875-4540						45,4	1,90
ПР-19,05-3180	19,05	22,78	12,70	11,91	106	31,8	1,90
2ПР-19,05-7200						72,0	3,50
ПР-25,4-5670	25,4	29,29	15,88	15,88	180	56,7	2,60
2ПР25,4-11340						113,4	5,00
ПР-31,75-8850	31,75	35,76	19,05	19,05	262	88,5	3,80
2ПР-31,75-17700						177,0	7,30
ПР-38,1-12700	38,1	45,44	25,4	22,23	395	127,0	5,50
2ПР-38,1-25400						254,0	11,00

Примітка. Рекомендується призначати ланцюг із найближчим більшим до розрахункового значення кроком.

$[p]_{cn}$ – допустимий тиск у шарнірі, *МПа*;

F_{te} – еквівалентне корисне навантаження на ланцюг, *Н*:

$$F_{te} = F_t K_н ,$$

де $K_н$ – коефіцієнт, що враховує змінність навантаження:

$$K_н = \sum_{i=1}^{k} \frac{P_i}{P_{\max}} \frac{t_i}{h_\Sigma} \sqrt[3]{\left(\frac{n_i}{n_1}\right)^2} . \qquad (76)$$

4.4.3 Розрахунок втомної міцності деталей ланцюга

Розрахункова умова:

$$p \le [p]_{вт} ;$$

$$p = \frac{F_{te} K_A}{A_{on} K_m} \le [p]_{вт} , \qquad (77)$$

де $[p]_{вт}$ – допустимий тиск у шарнірі, що гарантує втомну міцність пластин протягом заданого терміну служби, *МПа*,

$$[p]_{вт} = \frac{270 K'_{z1} K_h}{K_y K_p} , \qquad (78)$$

де K'_{z1} – коефіцієнт, що враховує вплив кількості зубів ведучої зірочки:

$$K'_{z1} = \sqrt[12]{z_1} ; \qquad (79)$$

K_h – коефіцієнт, що враховує термін служби передачі:

$$K_h = \sqrt[4]{\frac{15000}{h_\Sigma}} ; \qquad (80)$$

K_y – коефіцієнт, що враховує частоту обертання ведучої зірочки з умови втомної міцності пластин ланцюга:

$$K_y = 10\sqrt[9]{0{,}1 n_1} ; \qquad (81)$$

K_p – коефіцієнт, що враховує крок ланцюга:

- $K_p = \sqrt[24]{\frac{p}{25{,}4}}$ – при $p \le 25{,}4$ *мм*; (82)
- $K_p = \sqrt[6]{\frac{p}{25{,}4}}$ – при $p > 25{,}4$ *мм*. (83)

4.4.4 Перевірка статичної міцності ланцюга

Розрахункова умова:

$$S \geq [S],$$

де S – фактичне значення коефіцієнта безпеки;
[S] – допустима величина коефіцієнта безпеки, [S] = 6...8;

$$S = \frac{F_{руйн}}{F_t K_{пер} + F_y} \geq [S], \qquad (84)$$

де $F_{руйн}$ – стандартне значення статичного руйнівного навантаження, Н;

$K_{пер}$ – коефіцієнт перевантаження, за наявності в кінематичному ланцюзі механізму запобіжної настроюваної ланки (фрикційної муфти) задається настроюванням і дорівнює запасу зчеплення β , для інших випадків можна рекомендувати:

$$K_{пер} = \frac{T_{\max}}{T_{ном}} \frac{P_{ед}}{P_{потр}}; \qquad (85)$$

F_y – сила удару шарніра об зуб зірочки при вході його в зачеплення, Н:

- $F_y = 0$ – $при\, V < 10\ м/с$;
- $F_y = 1{,}36 n_1 pm$ – $при\, V = 10\ м/с$,

де m – кількість рядів ланцюга.

4.5 Послідовність розрахунку передачі приводним роликовим ланцюгом

4.5.1 Попередній розрахунок передачі

Таблиця 60 – Попередній розрахунок передачі

Найменування величини	Позначення	Метод визначення
1	2	3
1 Кількість зубів ведучої зірочки (орієнтовна)	$z_{1ор}$	$z_{1ор}$ =31-2U
2 Кількість зубів ведучої зірочки (призначена)	z_1	Округлити $z_{1ор}$ до найближчого непарного числа
3 Коефіцієнт працездатності передачі	C	$C = 4 \cdot 10^6$
4 Коефіцієнт, що враховує вплив частоти обертання ведучої зірочки на спрацювання шарніра	K_V	$K_V = \sqrt[3]{(0{,}1\, n_1)^2}$

Продовження таблиці 60

1	2	3
5 Коефіцієнт, що враховує вплив кількості зубів ведучої зірочки передачі	K_{z1}	$K_{z1} = \frac{25}{z_1}$
6 Міжосьова відстань передачі (у кроках)	a_p	Рекомендується: $a_p = 30...50$
7 Коефіцієнт, що враховує міжосьову відстань передачі	K_a	$K_a = \sqrt[4]{\frac{40}{a_p}}$
8 Коефіцієнт, що враховує вплив передаточного числа	K_u	$K_u = \frac{1}{\sqrt[6]{U}}$
9 Коефіцієнт, що враховує параметри передачі	K_R	$K_R = K_{z1} K_a K_u$
10 Коефіцієнт, що враховує кут нахилу лінії центрів щодо горизонту	K_γ	Табл. 56
11 Коефіцієнт, що враховує спосіб компенсації витяжки ланцюга	K_p	Табл. 57
12 Коефіцієнт, що враховує спосіб змащення шарніра	$K_{зм}$	Табл. 58
13 Коефіцієнт, що враховує умови експлуатації передачі	K_e	$K_e = K_\gamma K_p K_{зм}$
14 Допустимий тиск для розрахунку стійкості шарніра проти спрацювання	$[p]_{сп}$, МПа	$[p]_{сп} = \frac{C}{h_\Sigma K_V K_R K_e}$
15 Бажана кількість рядів ланцюга	m	Рекомендується: $m=1$
16 Коефіцієнт, що враховує кількість рядів ланцюга	K_m	Табл. 55
17 Розрахунковий крок ланцюга	$p_{ор}$, мм	$p_{ор} \geq 600\sqrt[3]{\frac{P_1 K_A}{n_1 z_1 K_m [p]_{сп}}}$

Таблиця 61 – Розрахунок геометричних параметрів передачі

Найменування величини	Позначення	Метод визначення
1	2	3
1 Розрахункова кількість зубів веденої зірочки	$z_{2ор}$	$z_{2ор} = z_1 U$
2 Кількість зубів веденої зірочки (призначена)	z_2	Отримане значення $z_{2ор}$ округлити до найближчого цілого числа
3 Розрахункова кількість ланок ланцюга	$l_{p\,ор}$	$l_{p\,ор} = 2a_p + 0{,}5(z_1 + z_2) + \frac{1}{a_p}\left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi}\right)^2$
4 Кількість ланок ланцюга (призначене)	l_p	Отримане значення $l_{p\,ор}$ округлити до найближчого парного числа

Продовження таблиці 61

1	2	3
5 Розрахункова міжосьова відстань передачі	a_0, мм	$a_0 = \frac{p}{4}\left[l_p - 0{,}5(z_1 + z_2) + \right.$ $\left. + \sqrt{\left[l_p - 0{,}5(z_1 + z_2)\right]^2 - 8\left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi}\right)^2}\right]$
6 Міжосьова відстань, що забезпечує провисання ланцюга	a, мм	$a \cong 0{,}997\, a_0$
7 Діаметр ділильного кола ведучої зірочки	d_1, мм	$d_1 = \frac{p}{\sin\left(180^0 / z_1\right)}$
8 Діаметр ділильного кола веденої зірочки	d_2, мм	$d_2 = \frac{p}{\sin\left(180^0 / z_2\right)}$
9 Зовнішній діаметр ведучої зірочки	d_{e1}, мм	$d_{e1} = p\left[0{,}5 + ctg\left(\frac{180°}{z_1}\right)\right]$
10 Зовнішній діаметр веденої зірочки	d_{e2}, мм	$d_{e2} = p\left[0{,}5 + ctg\left(\frac{180°}{z_2}\right)\right]$
11 Діаметр ролика	D_p, мм	Табл. 59
12 Радіус западини	r, мм	$r = 0{,}525\, D_p + 0{,}05$
13 Діаметр кола западин ведучої зірочки	d_{i1}, мм	$d_{i1} = d_1 - 2r$
14 Діаметр кола западин веденої зірочки	d_{i2}, мм	$d_{i2} = d_2 - 2r$
15 Відстань між пластинами внутрішньої ланки	$B_{вн}$, мм	Табл. 59
16 Ширина зубчастого вінця зірочок	b, мм	Для однорядного ланцюга $b_1 = 0{,}93 B_{вн} - 0{,}15$. Для багаторядного ланцюга $b_2 = 0{,}9 B_{вн} - 0{,}15$.
17 Радіус бічної поверхні зубів зірочок	R, мм	$R = 1{,}7 D_p$
18 Координата центра кривизни бічної поверхні зуба	h, мм	$h = 0{,}8 D_p$

4.5.2 Перевірні розрахунки передачі

Таблиця 62 – Перевірка стійкості шарніра ланцюга проти спрацювання

Найменування величини	Позначення	Метод визначення
1	2	3
1 Швидкість ланцюга в передачі	V, м/с	$V = \frac{z_1\ p\ n_1}{60000}$
2 Колова сила на ведучій зірочці (корисний натяг ланцюга)	F_t, Н	$F_t = \frac{1000\, P_1}{V} = \frac{2000\, T_1}{d_1}$

Продовження таблиці 62

1	2	3
3 Коефіцієнт, що враховує змінність навантаження	K_H	$K_н = \sum_{i=1}^{k} \frac{P_i}{P_{\max}} \frac{t_i}{h_\Sigma} \sqrt[3]{\left(\frac{n_i}{n_1}\right)^2}$
4 Еквівалентне корисне навантаження на ланцюг	F_{te}, Н	$F_{te} = F_t K_H$
5 Коефіцієнт, що враховує динамічність зовнішнього навантаження	K_A	Табл. 54
6 Площа опорної поверхні шарніра	A_{on}, мм^2	Табл. 59
7 Коефіцієнт, що враховує кількість рядів ланцюга	K_m	Табл. 55
8 Розрахунковий тиск у шарнірі	p, МПа	$p = \frac{F_{te} K_A}{A_{on} K_m}$
9 Допустимий тиск у шарнірі, що забезпечує його стійкість проти спрацювання	$[p]_{cn}$, МПа	$[p]_{cn} = \frac{C}{h_\Sigma K_V K_R K_e}$
10 Висновок про працездатність ланцюга	Якщо $p \le [p]_{cn}$ – **стійкість шарніра проти спрацювання забезпечено**. Якщо $p > [p]_{cn}$ – необхідно **збільшити кількість рядів або збільшити крок ланцюга.**	

Таблиця 63 – Перевірка втомної міцності пластин ланцюга

Найменування величини	Позначення	Метод визначення
1 Коефіцієнт, що враховує кількість зубів ведучої зірочки	K'_{z1}	$K'_{z1} = \sqrt[12]{z_1}$
2 Коефіцієнт, що враховує термін служби передачі	K_h	$K_h = \sqrt[4]{\frac{15000}{h_\Sigma}}$
3 Коефіцієнт, що враховує величину кроку ланцюга	K_p	$K_p = \sqrt[24]{\frac{p}{25{,}4}}$ при $p \le 25{,}4$ мм; $K_p = \sqrt[6]{\frac{p}{25{,}4}}$ при $p > 25{,}4$ мм
4 Коефіцієнт, що враховує частоту обертання ведучої зірочки	K_y	$K_y = 10\sqrt[9]{0{,}1 n_1}$
5 Допустимий тиск, що забезпечує втомну міцність пластин	$[p]_{вт}$, МПа	$[p]_{вт} = \frac{270 K'_{z1} K_h}{K_y K_p}$
6 Розрахунковий тиск у шарнірі	p, МПа	$p = \frac{F_{te} K_A}{A_{on} K_m}$
7 Висновок про працездатність ланцюга	Якщо $p \le [p]_{вт}$ – **втомну міцність пластин забезпечено**. Якщо $p > [p]_{вт}$ – **необхідно збільшити кількість рядів або крок ланцюга**.	

Таблиця 64 – Перевірка статичної міцності ланцюга

Найменування величини	Позначення	Метод визначення
1 Колова сила	F_t, Н	$F_t = \frac{1000\,P_1}{V} = \frac{2000\,T_1}{d_1}$
2 Коефіцієнт можливого перевантаження	$K_{пер}$	За наявності настроюваної запобіжної ланки $K_{пер}$ задається настроюванням: $K_{пер} = \beta$, в інших випадках – $K_{пер} = \frac{P_{ед}}{P_{потр}} \frac{T_{\max}}{T_{ном}}$
3 Сила удару шарніра об зуб зірочки	F_y, Н	При $V < 10$ *м/с* – $F_y = 0$. При $V = 10$ *м/с* – $F_y = 1{,}36 n_1 p\ m$
4 Стандартне статичне руйнівне навантаження	$F_{руйн}$, Н	Табл. 59
5 Розрахунковий коефіцієнт безпеки	S	$S = \frac{F_{руйн}}{F_t K_{пер} + F_y}$
6 Допустимий коефіцієнт безпеки	$[S]$	Рекомендується: $[S] = 6...8$
7 Висновок про працездатність передачі	Якщо $S \geq [S]$ – **статичну міцність ланцюга забезпечено.** Якщо $S < [S]$ – **необхідно збільшити кількість рядів або крок ланцюга**.	

4.6 Приклад розрахунку

Виконати розрахунок ланцюгової передачі за наведеною схемою й вихідними даними (див. рис. 2).

Вихідні дані (вибираються з результатів кінематичного розрахунку (див. табл. 13), завдання на курсове проектування):

$P_{вих} = P_{зр} = P_1 = 2{,}92\,кВт$;

$n_{вих} = n_{зр} = n_1 = 55{,}96\,хв^{-1}$;

$T_{вих} = T_{зр} = T_1 = 498\,Нм$;

$U = 1{,}8$.

Режим навантаження:

Частота обертання	Час роботи в годинах з використанням потужності					
	t_1	P_1	t_2	P_2	t_3	P_3
n_1	4000	P	2000	0,8P	3000	0,3P

Передача розташована під кутом 30° щодо горизонту. Робота однозмінна, змащення регулярне зануренням вітки ланцюга в мастильну ванну. Натяг ланцюга регулюється переміщенням опор одного з валів. Можливе перевантаження відповідає $K_{пер} \cong 2{,}85$ (див. розрахунок зубчастих передач – пара 1–2).

Попередній розрахунок передачі

1 Кількість зубів ведучої зірочки (орієнтовне)

$$z_{1op} = 31 - 2 \cdot U = 31 - 2 \cdot 1{,}8 \cong 27 .$$

Призначається $z_1 = 27$.

2 Коефіцієнт працездатності передачі

$$C = 4 \cdot 10^6 .$$

3 Термін служби передачі

$$h_{\Sigma} = t_1 + t_2 + t_3 = 4000 + 2000 + 3000 = 9000 \ год.$$

4 Коефіцієнт, що враховує вплив частоти обертання ведучої зірочки на спрацювання шарніра,

$$K_V = \sqrt[3]{(0{,}1 n_1)^2} = \sqrt[3]{(0{,}1 \cdot 55{,}96)^2} \cong 3{,}15 .$$

5 Коефіцієнт, що враховує вплив кількості зубів ведучої зірочки передачі,

$$K_{Z_1} = \frac{25}{Z_1} = \frac{25}{27} \cong 0{,}93 .$$

6 Міжосьова відстань передачі (у кроках) приймається з рекомендацій: $a_p = 40$.

7 Коефіцієнт, що враховує міжосьову відстань передачі,

$$K_a = \sqrt[4]{\frac{40}{a_p}} = \sqrt[4]{\frac{40}{40}} = 1 .$$

8 Коефіцієнт, що враховує вплив передаточного числа,

$$K_U = \frac{1}{\sqrt[6]{U}} = \frac{1}{\sqrt[6]{1{,}8}} \cong 0{,}91 .$$

9 Коефіцієнт, що враховує параметри передачі,

$$K_R = K_{Z_1} K_a K_U = 0{,}93 \cdot 1 \cdot 0{,}91 \cong 0{,}85 .$$

10 Коефіцієнт, що враховує кут нахилу лінії центрів щодо горизонту, $K_\gamma = 1$ (див. табл. 56 при γ до 70°).

11 Коефіцієнт, що враховує спосіб компенсації витяжки ланцюга, $K_p = 1$ (див. табл. 57 при способі компенсації за рахунок переміщення опор одного з валів).

12 Коефіцієнт, що враховує спосіб змащення шарніра, $K_{зм} = 0{,}9$ (див. табл. 58 при зануренні ланцюга в мастильну ванну).

13 Коефіцієнт, що враховує умови експлуатації передачі,

$$K_e = K_\gamma K_p K_{зм} = 1 \cdot 1 \cdot 0{,}9 = 0{,}9 .$$

14 Допустимий тиск для розрахунку стійкості шарніра проти спрацювання

$$[p]_{сп} = \frac{C}{h_\Sigma K_V K_R K_e} = \frac{4 \cdot 10^6}{9000 \cdot 3{,}15 \cdot 0{,}85 \cdot 0{,}9} \cong 184\ МПа .$$

15 Приймається кількість рядів ланцюга: $m = 1$.

16 Коефіцієнт, що враховує кількість рядів ланцюга, $K_m = 1$ (див. табл. 55 при кількості рядів ланцюга $m = 1$).

17 Розрахунковий крок ланцюга

$$p_{ор} \geq 600\sqrt[3]{\frac{P_1 K_A}{n_1 z_1 K_m [p]_{сп}}} = 600\sqrt[3]{\frac{2{,}92 \cdot 1{,}5}{55{,}96 \cdot 27 \cdot 1 \cdot 184}} \cong 15\ мм ,$$

де $K_A = 1{,}5$ (див. табл. 54, оскільки робота приводу до драги супроводжується різкими коливаннями навантаження).

З табл. 59 вибирається приводний роликовий ланцюг із кроком

$$p = 15{,}875\,мм \text{ – ПР-15,875-2270.}$$

Перевірні розрахунки

Перевірка стійкості шарніра ланцюга проти спрацювання

1 Швидкість ланцюга в передачі

$$V = \frac{Z_1\, p\, n_1}{60000} = \frac{27 \cdot 15{,}875 \cdot 55{,}96}{60000} \cong 0{,}4\ м/с .$$

2 Колова сила на ведучій зірочці

$$F_t = \frac{1000\ P_1}{V} = \frac{1000\ \cdot 2{,}92}{0{,}4} \cong 7300\ Н .$$

3 Коефіцієнт, що враховує змінність навантаження,

$$K_H = \sum_{i=1}^{k} \frac{P_i}{P_{\max}} \frac{t_i}{h_\Sigma} \sqrt[3]{\left(\frac{n_i}{n_{\max}}\right)^2} = \left(1 \cdot \frac{4000}{9000} + 0{,}8 \cdot \frac{2000}{9000} + 0{,}3 \frac{3000}{9000}\right) = 0{,}7 .$$

4 Еквівалентне корисне навантаження на ланцюг

$$F_{te} = F_t \cdot K_H = 7300 \cdot 0{,}7 = 5110\ H .$$

5 Розрахунковий тиск у шарнірі

$$p = \frac{F_{te}\ K_A}{A_{on} K_m} = \frac{5110 \cdot 1{,}5}{71 \cdot 1} \cong 108\ МПа ,$$

де $A_{on} = 71 мм^2$ (див. табл. 59).

$$p < [p]_{cn} .$$

***108 МПа < 184 МПа* – стійкість шарніра ланцюга проти спрацювання забезпечено.**

Перевірка втомної міцності пластин ланцюга

1 Коефіцієнт, що враховує кількість зубів ведучої зірочки,

$$K'_{z_1} = \sqrt[12]{z_1} = \sqrt[12]{27} \cong 1{,}3 .$$

2 Коефіцієнт, що враховує термін служби передачі,

$$K_h = \sqrt[4]{\frac{15000}{h_\Sigma}} = \sqrt[4]{\frac{15000}{9000}} \cong 1{,}14 .$$

3 Коефіцієнт, що враховує величину кроку ланцюга,

$$K_p = \sqrt[24]{\frac{p}{25{,}4}} = \sqrt[24]{\frac{15{,}875}{25{,}4}} \cong 0{,}98 \text{ при } p \le 25{,}4 мм .$$

4 Коефіцієнт, що враховує частоту обертання ведучої зірочки,

$$K_y = 10\sqrt[9]{0{,}1 n_1} = 10\sqrt[9]{0{,}1 \cdot 55{,}96} \cong 12{,}1 .$$

5 Допустимий тиск, що забезпечує втомну міцність пластин,

$$[p]_{вт} = \frac{270 K'_{Z1} K_h}{K_y K_p} = \frac{270 \cdot 1{,}3 \cdot 1{,}14}{12{,}1 \cdot 0{,}98} \cong 34\ МПа .$$

6 Розрахунковий тиск у шарнірі приймається таким, що дорівнює $p = 108 МПа$ (див. розрахунок вище).

$$p > [p]_{вт}.$$

***108 МПа > 34 МПа* – втомну міцність пластин ланцюга не забезпечено.**

Приймається рішення збільшити кількість рядів ланцюга й вибирається ланцюг 2ПР-15,875-4540.

$$p = \frac{5110 \cdot 1{,}5}{71 \cdot 1{,}7} \cong 64\ МПа > [p]_{вт} = 34\ МПа.$$

Втомну міцність пластин ланцюга не забезпечено.

Приймається рішення збільшити крок ланцюга й вибирається ланцюг ПР-25,4-5670.

$$V = \frac{27 \cdot 25{,}4 \cdot 55{,}96}{60000} \cong 0{,}64\, м/с.$$

$$F_t = \frac{1000 \cdot 2{,}92}{0{,}64} \cong 4563\, Н;$$

$$F_{te} = 4563 \cdot 0{,}7 \cong 3194\, Н;$$

$$p = \frac{3194 \cdot 1{,}5}{180 \cdot 1} \cong 27\ МПа,$$

де $A_{оп} = 180\ мм^2$ (див. табл. 59);

$K_m = 1$ (див. табл. 55 для однорядного ланцюга).

***27 МПа < 184 МПа* – стійкість шарніра ланцюга проти спрацювання забезпечено.**

$$K_p = \sqrt[24]{\frac{25{,}4}{25{,}4}} = 1;$$

$$[p]_{вт} = \frac{270 \cdot 1{,}3 \cdot 1{,}14}{12{,}1 \cdot 1} \cong 33\ МПа.$$

***27 МПа < 33 МПа* – втомну міцність пластин ланцюга забезпечено.**

Перевірка статичної міцності ланцюга

1 Сила удару шарніра ланцюга об зуб зірочки

$$F_y = 0 \text{ при } V < 10\, м/с.$$

2 З табл. 59 вибирається стандартне статичне руйнівне навантаження: $F_{руйн} = 56700\ Н$.

3 Розрахунковий коефіцієнт безпеки

$$S = \frac{F_{руйн}}{F_t K_{пер} + F_y} = \frac{56700}{4563 \cdot 2{,}85 + 0} \cong 4{,}4 < [S] = 6...8 .$$

Статичну міцність ланцюга не забезпечено.

Приймається рішення збільшити кількість рядів ланцюга й вибирається ланцюг – 2ПР-25,4-113400.

$$S = \frac{113400}{4563 \cdot 2{,}85 + 0} \cong 8{,}7.$$

$$S > [S].$$

***8,7 > 8* – статичну міцність ланцюга забезпечено.**

Розрахунок геометричних параметрів передачі

1 Розрахункова кількість зубів веденої зірочки

$$z_{2ор} = z_1 \cdot U = 27 \cdot 1{,}8 \cong 49 .$$

Призначаємо кількість зубів веденої зірочки: $z_2 = 49$.

2 Розрахункова кількість ланок ланцюга

$$l_{p\,ор} = 2a_p + 0{,}5(z_1 + z_2) + \frac{1}{a_p}\left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi}\right)^2 =$$

$$= 2 \cdot 40 + 0{,}5(27 + 49) + \frac{1}{40}\left(\frac{49 - 27}{2\pi}\right)^2 \cong 118{,}3.$$

Приймається: $l_p = 118$ (найближче парне число).

3 Розрахункова міжосьова відстань передачі

$$a_0 = \frac{p}{4}\left[l_p - 0{,}5(z_1 + z_2) + \sqrt{[l_p - 0{,}5(z_1 + z_2)]^2 - 8\left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi}\right)^2}\right] =$$

$$= \frac{25{,}4}{4}\left[118 - 0{,}5(27 + 49) + \sqrt{[118 - 0{,}5(27 + 49)^2] - 8\left(\frac{49 - 27}{2\pi}\right)^2}\right] \cong 1012\ мм.$$

4 Міжосьова відстань, що забезпечує провисання ланцюга,

$$a = 0{,}997\, a_0 = 0{,}997 \cdot 1012 \cong 1009\ мм .$$

5 Діаметр ділильного кола ведучої зірочки

$$d_1 = \frac{p}{\sin(180^\circ / z_1)} \cong \frac{25{,}4}{\sin(180^\circ / 27)} \cong 218{,}8\ мм.$$

6 Діаметр ділильного кола веденої зірочки

$$d_2 = \frac{p}{\sin\left(180^\circ / z_2\right)} \cong \frac{25{,}4}{\sin\left(180^\circ / 49\right)} \cong 396{,}4\ мм.$$

7 Зовнішній діаметр ведучої зірочки

$$d_{e1} = p\left[0{,}5 + ctg\left(180^\circ / z_1\right)\right] = 25{,}4\left[0{,}5 + ctg\left(180^\circ / 27\right)\right] \cong 230{,}0\ мм\ .$$

8 Зовнішній діаметр веденої зірочки

$$d_{e2} = p\left[0{,}5 + ctg\left(180^\circ / z_2\right)\right] = 25{,}4\left[0{,}5 + ctg\left(180^\circ / 49\right)\right] \cong 408{,}3\ мм\ .$$

9 З табл. 59 вибирається діаметр ролика $D_p = 15{,}88\ мм$; $A_{оп} = 180\ мм^2$; $H = 29{,}29\ мм$.

10 Радіус западини

$$r = 0{,}525\, D_p + 0{,}05\ мм = 0{,}525 \cdot 15{,}88 + 0{,}05 \cong 8{,}4\ мм\ .$$

11 Діаметр кола западин ведучої зірочки

$$d_{i1} = d_1 - 2r = 218{,}8 - 2 \cdot 8{,}4 \cong 202{,}0\ мм\ .$$

12 Діаметр кола западин веденої зірочки

$$d_{i2} = d_2 - 2r = 396{,}4 - 2 \cdot 8{,}4 \cong 379{,}6\ мм\ .$$

13 З табл. 59 вибирається відстань між пластинами внутрішньої ланки: $B_{вн} = 15{,}88\ мм$.

14 Ширина зубчастого вінця зірочок

$b_2 = 0{,}9 B_{вн} - 0{,}15 = 0{,}9 \cdot 15{,}88 - 0{,}15 \cong 14{,}1\ мм$ – для дворядного ланцюга.

15 Радіус бічної поверхні зубів зірочок

$$R = 1{,}7\, D_p = 1{,}7 \cdot 15{,}88 \cong 27{,}0\ мм\ .$$

16 Координата центра кривизни бічної поверхні зуба

$$h = 0{,}8 D_p = 0{,}8 \cdot 15{,}88 \cong 12{,}7\ мм\ .$$

5 ПАСОВІ ПЕРЕДАЧІ

Пасова передача (рис. 16) відноситься до передач тертям із гнучким зв'язком і може застосовуватися для передачі руху між валами, що перебувають на значній відстані один від одного. Для нормальної роботи передачі необхідне попереднє натягування паса, що забезпечує виникнення сил тертя на ділянках контакту (пас-шків).

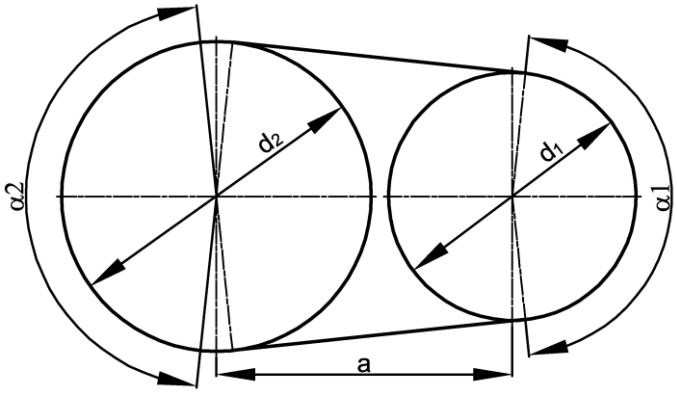


Рисунок 16 – Схема передачі

За формою перерізу паса пасові передачі бувають: плоскопасові (рис. 17,*а)*, клинопасові (рис. 17,*б)*, з поліклиновим пасом (рис. 17,*в)*, із зубчастим пасом (рис. 17,*г*).

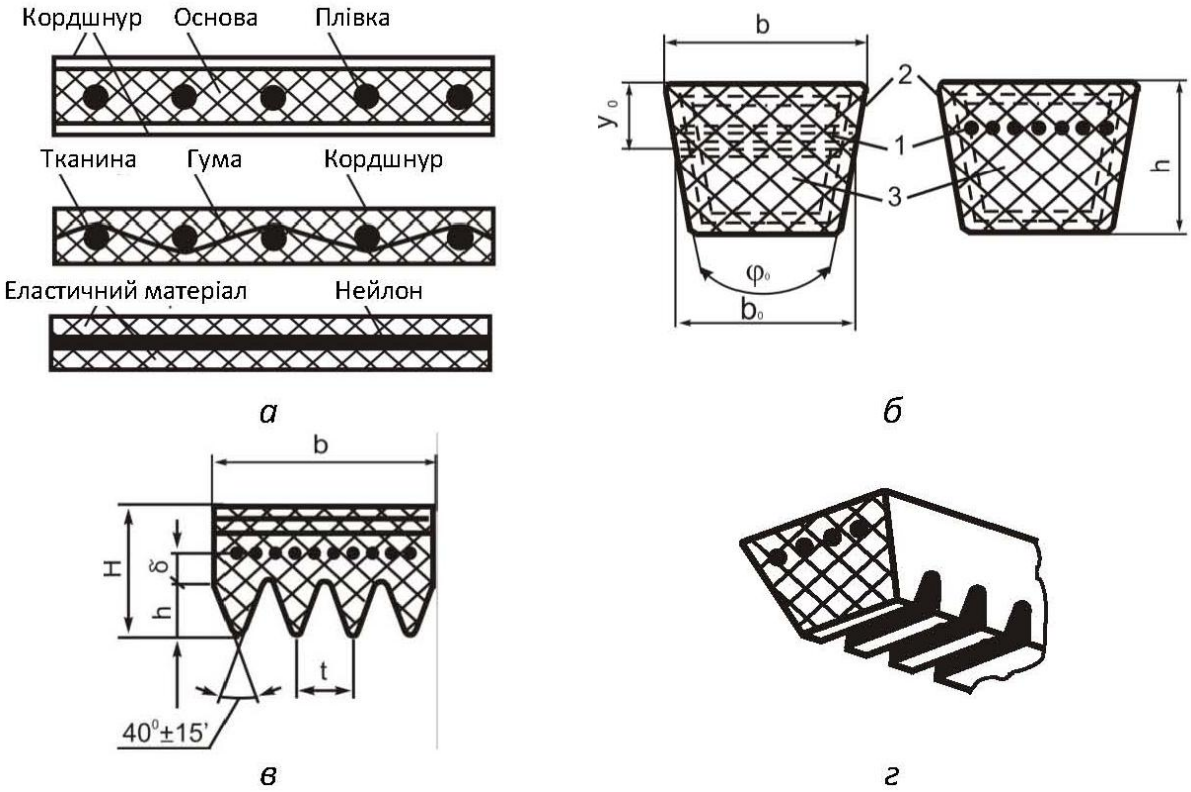


Рисунок 17 – Типи пасів

5.1 Плоскопасова передача

5.1.1 Короткі відомості про передачу і її елементи

При двох валах однобічного обертання плоскопасову передачу виконують або відкритою (з «відкритим» контуром паса), або з натяжним роликом. У першому випадку попереднє натягування може створюватися за рахунок пружності паса укорочуванням його при зшиванні, пересуванням одного зі шківів, автоматично (вантажем, пружиною й т. п.), у другому – впливом на пас натяжного ролика, що розміщується завжди на веденій вітці. Передача з натяжним роликом нереверсивна.

Для звичайної плоскопасової передачі застосовують паси, що зшиті з ременів кінцевої довжини, які поставляються промисловістю (табл. 65, 66).

Основні види плоских пасів

Гумотканинні (ГОСТ 23831-79) бувають трьох типів: *А* – нарізний із гумовими прошарками між прокладками й захищеними кромками (найбільш широко застосовуваний); *Б* – пошарово загорнутий і *В* – спірально загорнутий (застосовуються рідше, мають підвищену зносостійкість кромок). Основу паса становлять бавовняний бельтинг й утокова шнурова тканина. Паси можуть бути з гумовими прошарками й без них, з гумовими обкладками й без них. Тканинна основа може мати від 2 до 9 шарів. Прогумовані паси руйнуються мінеральними мастилами, вимагають шківів підвищеного діаметра.

Текстильні бувають двох типів: бавовняні суцільнотканинні (ГОСТ 18679-73) і вовняні (ОСТ НКТП 3157). І ті й інші паси ткані, просочені спеціальними розчинами, багатошарові з кількістю шарів (прокладок) від 3 до 8. Вовняні паси дорожчі від бавовняних і застосовуються для передач, що працюють в особливих умовах (пари лугів, бензину, значна запорошеність). Текстильні паси непридатні для роботи в умовах підвищеної вологості.

Шкіряні (ГОСТ 18679-73) бувають одинарними (одношаровими) і подвійними (двошаровими). Мають найкращу тягову здатність, витримують більші перевантаження, вимагають малих діаметрів шківів, однак непридатні для роботи в умовах їдких пар й агресивних газів.

Паси із синтетичних матеріалів є найбільш перспективними. Мають високу статичну міцність і довговічність. Армовані плівкові багатошарові паси на основі синтетичних поліамідних матеріалів можуть працювати при швидкостях до 80 м/с і передавати потужність до 3000 кВт. Для підвищення тягової здатності синтетичних пасів використовують спеціальні фрикційні покриття їхньої робочої поверхні.

Таблиця 65 – Деякі відомості про плоскі паси, використовувані в розрахунках

Матеріал паса		Кількість шарів (прокладок) i_p	Товщина паса δ, мм	Мінімальний діаметр d_1, мм		Ширина паса b, мм
				рекомендований	допустимий	
Шкіряний	Одинарний	1	3,0...3,5	100	80	10, 16, 20, 25
			3,5...4,0	125	100	32, 40, 50
			4,0...4,5	160	125	63, 71
			4,5...5,0	180	140	80, 90, 100, 112
			5,0...5,5	200	160	125, 140
			5,5...6,0	224	180	160, 180, 200, 224, 250...560
	Подвійний	2	7,5...8,0	280	224	80, 90, 100, 112
			9,0...9,5	315	250	125, 140
			9,5...10,0	355	280	160, 180, 200, 224, 250...560
Текстильний	Бавовняний	4	4,5	125	112	30, 40, 50, 60, 75, 90, 100
		6	6,5	200	180	50, 60, 75, 90, 100, 125, 150
		8	8,5	315	280	100, 125, 150, 175, 200, 250
	Вовняний	3	6	180	160	50, 60, 75, 90
		4	9	320	280	100, 115, 125, 150, 175
		5	11	450	400	200, 225, 250, 350, 400, 450, 500
Прогумований		2, 3, 4, 5	Табл. 66			10, 16, 20, 25
		3, 4, 5				50, (60), 63, (70), 71, (75)
		3, 4, 5, 6				80, (85), 90, 100, 112
		4, 5, 6				(115), 125, 160, 180, 200, 224, 250
		4, 5, 6, 7, 8				280, (300), 355
		5, 6, 7, 8				400, 455
		5, 6, 7, 8, 9				500, (550), 560

Примітка. Ширину, зазначену в дужках, бажано не застосовувати.

Таблиця 66 – Параметри плоских пасів

Кількість прокладок i_p	Товщина паса δ, мм			Мінімальний діаметр d_1, мм	
	Бельтинг Б-820		Бельтинг БКНЛ-65	рекомендований	допустимий
	Без прошарків	Із прошарками			
2	2,5	3	–	100	80
3	3,75	4,5	3,6	160	125
4	5	6	4,8	224	160
5	6,25	7,5	6,0	280	250
6	7,5	9	7,2	360	315
7	8,75	10,5	8,4	450	400
8	10	12	9,6	560	500
9	11,25	13,6	10,8	630	560

Шківи для звичайних плоскопасових передач найчастіше виконують литими чавунними й тонкостінними. До діаметра шківа 300..400 мм обід з маточиною з'єднують плоским або конічним диском з полегшувальними отворами, при більших діаметрах – одним або двома рядами спиць еліптичної в перерізі форми.

Основними розмірами шківа є: діаметр d, ширина обода $B_ш$ й стріла опуклості y. Рекомендується призначати більший діаметр маточини таким, що дорівнює $(1{,}8...2)\,d_в$, а довжину – $(1{,}5...2)\,d_в$, де $d_в$ – діаметр вала. Шківи повинні статично балансуватися.

5.1.2 Рекомендований порядок розрахунку передачі

Для проектування передачі повинні бути задані: найбільша довгостроково передана потужність на ведучому шківі P_1 й момент T_1, частота обертання ведучого шківа n_1, передаточне число $U_{пп}$, вид передачі й спосіб її натягування, режим експлуатації.

Мета розрахунку – при обраному виді (типі) паса визначити:

- розміри паса (δ, i_p, b, l);
- розміри шківів $(d_1, d_2, B_ш)$;
- сили, що діють на вали передачі.

Порядок розрахунку

1 Вибрати вид (тип, матеріал) паса, узгоджуючи з умовами експлуатації передачі; спосіб натягання. Вибрати параметри паса: δ, i_p (див. табл. 65, 66, 69). При цьому мати на увазі, що найбільше поширення одержали гумотканинні паси (ГОСТ 23831-79).

2 Розрахувати орієнтовний діаметр меншого шківа за емпіричною формулою:

$$d_{1ор} = (1100\ldots1350)\sqrt[3]{\frac{P_1}{n_1}}\,. \qquad (86)$$

Призначити стандартний діаметр d_1 (табл. 67).

Таблиця 67 – Основні розміри шківів для плоских приводних пасів

Діаметр шківа, мм	Стріла опуклості, мм	Ширина обода, мм	Ширина паса, мм	Діаметр шківа, мм	Стріла опуклості, мм	Ширина обода, мм	Ширина паса, мм
71	0,3	16...80	10...71	280	0,8	32...280	25...250
80		16...80	10...71	315	1,0	40...315	32...280
90		16...90	10...80	355		40...355	32...315
100		16...100	10...90	400	При $B_ш \leq 125$ мм – 1,0. При $B_ш = 140$ мм і Більше –1,53	50...400	40...355
112		16...112	10...100	450		50...450	40...400
125	0,4	16...125	10...112	500		63...500	50...450
140		16...140	10...125	560		63...560	50...500
160	0,5	20...160	16...140	630		71...630	63...560
180		20...180	16...160	710		80...630	71...560
200	0,6	25...200	20...180	800		90...630	80...560
224		29...224	20...200	900		100...630	90...560
250	0,8	32...250	25...224	1000		112...630	100...560

Примітки:

1 Розмір ширини обода в зазначених межах брати з ряду: 16, 20, 25, 32, 40, 50, 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 225, 250, 280, 320, 360, 400, 450, 500, 560, 630.

2 Ширина паса в зазначених межах передбачається обраною з ряду: 10, 16, 20, 25, 32, 40, 50, 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 224, 250, 312, 335, 400, 450, 500.

3 Виконати перевірку:

- $\frac{d_1}{\delta} \geq$ 30...40 – для гумотканинних пасів;
- $\frac{d_1}{\delta} \geq$ 25...30 – для бавовняних пасів;
- $\frac{d_1}{\delta} \geq$ 25...35 – для шкіряних пасів;
- $\frac{d_1}{\delta} \geq$ 70...80 – для плівкових пасів зі спеціальних синтетичних матеріалів.

Якщо умова не виконується, варто призначити інший діаметр d_1.

4 Розрахувати діаметр більшого шківа:

$$d_2 = U_{пп} d_1 (1 - \varepsilon), \tag{87}$$

де ε – коефіцієнт пружного ковзання, вибирається з табл. 68.

Таблиця 68 – Основні характеристики передачі

Вид передачі	$U_{nn\max}$	a_p	$\eta_{серед}$	ε	$V_{\max}, \frac{м}{с}$
Відкрита	До 6	$a_p \geq 2\,(d_1 + d_2)$	0,96	0,01...0,02	30
З натяжним роликом	До 10	$a_p \geq (d_1 + d_2)$	0,95	0,01...0,015	25

Отримане значення округлити до найближчого стандартного розміру (див. табл. 67).

5 Розрахувати фактичне передаточне число передачі:

$$U_ф = \frac{d_2}{d_1(1-\varepsilon)} \leq [\Delta U]. \qquad (88)$$

Для пасових передач допускається відхилення фактичного передаточного числа від номінального до 4%.

6 Призначити орієнтовну міжосьову відстань передачі (див. табл. 68).

7 Розрахувати орієнтовну довжину паса:

$$l_p = 2a_p + 0{,}5\pi(d_1 + d_2) + (d_2 - d_1)^2 / (4a_p). \qquad (89)$$

Оскільки плоскі паси випускаються промисловістю відрізками кінцевої довжини, не існує стандартного ряду довжин плоских пасів й $l_p = l$.

8 Перевірка. Варто мати на увазі, що призначена міжосьова відстань a_p і довжина паса l повинні задовольняти таким умовам.

Кут обхвату пасом меншого шківа

$$\alpha_1^\circ = 180^\circ - \frac{d_2 - d_1}{a} 57^\circ \geq [\alpha_1^\circ] = 150^\circ. \qquad (90)$$

Кількість пробігів паса по контуру в одиницю часу

$$i = \frac{V}{l} \leq [i] = 5\,c^{-1}, \qquad (91)$$

де $V = \frac{\pi d_1 n_1}{60000}$ – колова швидкість шківів (приблизно швидкість паса). Згідно з табл. 68 для відкритої передачі $V_{\max} < 30\ м/с$.

При виконанні умов (1), (1) остаточно приймається міжосьова відстань $a_p = a$.

При невиконанні умов (1), (1) **варто збільшити міжосьову відстань** a_p.

9 Розрахувати допустиме питоме колове зусилля:

$$[p] = p_0 C_\theta C_\alpha C_V / C_p \,, \tag{92}$$

де p_0 – допустиме колове зусилля, що передається одиницею ширини паса в горизонтальній передачі при куті обхвату $\alpha_1 = 180^\circ$, швидкості $V = 10\frac{м}{с}$, спокійній роботі й нормальних умовах навколишнього середовища; знайдені експериментально значення p_0, що забезпечують оптимальні умови експлуатації передачі (високий ККД, незначне ковзання), наведені в табл. 69, 70; рекомендації щодо призначення напружень від попереднього натягу σ_0 й питомих зусиль від попереднього натягу s_0 дає табл. 71;

C_θ – коефіцієнт, що враховує нахил відкритої передачі щодо горизонту, вибирається з табл. 72; для передачі з натяжним роликом і відкритою передачею з автоматичним натягом $C_\theta = 1$;

C_α - коефіцієнт кута обхвату пасом меншого шківа. Обчислюється за формулою:

$$C_\alpha = 1 - 0{,}003\left(180^\circ - \alpha_1\right). \tag{93}$$

Таблиця 69 – Розрахункові параметри для гумотканинних пасів з бельтингу БКНЛ-65 і Б-820

Кількість прокладок паса i_p	Товщина паса δ, мм	Стандартна ширина b, мм	Діаметр меншого шківа d_1, мм	Питоме колове зусилля $p_0, Н/мм$, при натягу $s_0, Н/мм$		
				2	2,25	2,5
2	3	20, 25, 30, 40, 45	80	5,0	5,4	5,8
			100	5,2	5,6	6,0
			125	5,3	5,7	6,1
3	4,5	20, 25, 30, 40, 45, 50, 60, 70, 75, 80, 85, 90, 100, 125, 150, 200, 250	125	7,1	8,3	8,8
			160	7,3	8,5	9,1
			200	7,5	8,7	9,3
4	6		180	10,2	11,1	12,0
			224	10,5	11,4	12,3
			280	10,7	11,6	12,5
5	7,5		250	12,7	14,0	15,1
			315	13,0	14,4	15,5
			400	13,2	14,6	15,8

Таблиця 70 – Питоме колове зусилля p_0

Кількість шарів i_p	Товщина δ, мм	Діаметр меншого шківа d_1, мм	Питоме колове зусилля p_0, Н/мм, при напруженні σ_0, МПа			
			1,6	1,8	2,0	2,4
Шкіряні паси						
1	3	80	4,9	5,4	5,7	6,6
		100	5,5	6,1	6,4	7,4
		≥125	6,0	6,5	7,0	8,1
	3,5	100	6,1	6,5	7,2	7,6
		125	6,7	7,3	7,9	8,6
		≥160	7,2	7,9	8,6	9,5
	4,0	125	7,4	7,9	8,3	9,2
		160	7,9	8,7	9,2	10,3
		≥200	8,4	9,3	9,9	11,1
	4,5	140	8,0	8,8	9,3	10,3
		180	8,9	9,7	10,4	11,6
		≥224	9,5	10,4	11,1	12,5
	5	160	9,0	9,9	10,5	11,7
		200	9,9	10,9	11,6	12,9
		≥250	10,5	11,6	12,4	13,9
	5,5	180	10,1	11,0	11,7	13,0
		224	11,0	12,0	12,8	14,3
		≥280	11,7	12,8	13,7	15,4
Текстильні бавовняні паси						
4	4,5	112	6,2	6,7	7,1	7,7
		140	6,8	7,3	7,8	8,4
		≥180	7,2	7,8	8,3	9,1
6	6,5	180	9,3	10,1	10,7	11,6
		224	10,1	10,8	11,5	12,6
		≥280	10,5	11,3	12,1	13,3
8	8,5	280	12,9	13,9	14,9	16,2
		360	13,7	14,8	15,8	17,4
		≥450	14,1	15,4	16,5	18,2
Текстильні вовняні паси						
3	6	160	7,1	7,6	7,8	7,9
		200	7,7	8,2	8,6	8,8
		≥250	8,1	8,7	9,2	9,5
4	9	280	10,4	12,1	12,6	12,8
		360	11,4	13,0	13,7	14,0
		≥450	12,1	13,6	14,4	14,9
5	11	400	14,4	15,3	16,3	16,8
		500	15,2	16,3	17,3	17,8
		≥630	15,8	17,0	18,1	18,7

Таблиця 71 – Рекомендовані значення σ_0 і s_0

Передача		σ_0, *МПа*	s_0, *Н/мм*
Відкрита	Натяг за рахунок пружності паса й кут нахилу лінії центрів шківів щодо горизонту $\alpha > 60^\circ$	1,6	2
	Натяг за рахунок пружності паса й кут нахилу лінії центрів шківів щодо горизонту $\alpha \le 60^\circ$; натяг переміщенням одного з валів	1,8	2,25
	Натяг автоматичний	2,0	2,5
З натяжним роликом			

Таблиця 72 – Коефіцієнт кута нахилу лінії центрів передачі щодо горизонту C_θ

Кут нахилу передачі щодо горизонту	$0^o...60^o$	$60^o...80^o$	$80^o...90^o$
C_θ	1,0	0,9	0,8

C_V – коефіцієнт швидкості, обчислюється за формулою:

$$C_V = 1{,}04 - 0{,}0004\,V^2; \tag{94}$$

для передачі з натяжним роликом і відкритої з автоматичним натягом $C_V = 1$;

C_p – коефіцієнт режиму роботи, вибирається за табл. 73.

10 Розрахувати потрібну ширину паса за формулою:

$$b = \frac{F_t}{[p]}, \tag{95}$$

де F_t –колова (корисна) сила:

$$F_t = 1000\,\frac{P}{V} = \frac{2000\,T_1}{d_1} = \frac{2000\,T_2}{d_2}. \tag{1}$$

Розраховане значення b округлити в більший бік до стандартного розміру (див. табл. 65, 69).

Примітка. Якщо з габаритних міркувань доводиться призначати міжосьову відстань меншу від задовольняючої умови (1), варто збільшити розрахункову ширину паса, узгоджуючись із рекомендаціями табл. 74.

11 Розрахувати площу поперечного перерізу паса:

$$A = b\,\delta.$$

12 Розрахувати ширину шківа:

$$B_ш = 1{,}1b + (5...8)\ мм. \tag{2}$$

З урахуванням рекомендацій табл. 67 призначити ширину шківа $B_ш$.

Таблиця 73 – Значення коефіцієнта режиму роботи C_p

Режим роботи	Типи машин	Характер навантаження	Електродвигун змінного струму загальнопромислового застосування, електродвигун постійного струму шунтової турбіни			Електродвигун змінного струму компаундний, двигун внутрішнього згоряння із частотою обертання понад 600 хв$^{-1}$			Електродвигун змінного струму з підвищеним пусковим моментом, постійного струму серієсний, двигун внутрішнього згоряння із частотою обертання нижче 600 хв$^{-1}$		
			Кількість змін роботи пасів								
			1	2	3	1	2	3	1	2	3
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Легкий	Верстати з безперервним процесом різання: токарські, свердлильні, шліфувальні; легкі вентилятори; насоси й компресори відцентрові й ротаційні; стрічкові конвеєри; віялки, сепаратори, легкі грохоти; машини для очищення й навантаження зерна й ін.	Спокійне. Максимальне короткочасне навантаження до 120% від номінального	1	1,1	1,4	1,1	1,2	1,5	1,2	1,4	1,6
Середній	Верстати фрезерні, зубофрезерні й револьверні; поліграфічні машини; електричні генератори; поршневі насоси й компресори із трьома й більше циліндрами; вентилятори й повітродувки; ланцюгові конвеєри; елеватори; дискові пилки для дерева; трансмісії; прядильні, паперові, харчові машини; важкі грохоти; обертові печі й ін.	Помірні коливання навантаження. Максимальне короткочасне навантаження до 150 % від номінального	1,1	1,2	1,5	1,2	1,4	1	1,3	1,5	1,7

Продовження таблиці 73

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Важкий	Верстати стругальні, довбальні, зубодовбальні й деревообробні; насоси й компресори поршневі з одним або двома циліндрами; вентилятори й повітродувки важкого типу; конвеєри гвинтові, скребкові; дезінтегратори; преси гвинтові ексцентрикові з відносно важким маховиком; ткацькі машини; бавовноочисні машини; машини для пресування й брикетування кормів й ін.	Значні коливання навантаження. Максимальне короткочасне навантаження до 200 % від номінального	1,2	1,3	1,6	1,3	1,5	1,7	1,4	1,6	1,9
Дуже важкий	Підйомники, екскаватори, драги; преси гвинтові й ексцентрикові з відносно легким маховиком; ножиці, молоти, бігуни, глином'ялки; млини кульові, жорнові, вальцьові; дробарки; лісопильні рами й ін.	Ударне й різко нерівномірне навантаження. Максимальне короткочасне навантаження до 300 % від номінального	1,3	1,5	1,7	1,4	1,6	1,8	1,5	1,7	2

Примітка. При реверсуванні й частому пуску коефіцієнт C_p збільшується на 0,1.

Таблиця 74 – Рекомендації зі збільшення b

$a_{призн} / a_{\min}$	0,6	0,7	0,8	0,9
Відсоток збільшення ширини паса	20	15	10	5

13 Розрахувати стрілу опуклості шківа (рис. 18):

$$y \cong B_ш / 200 . \tag{3}$$

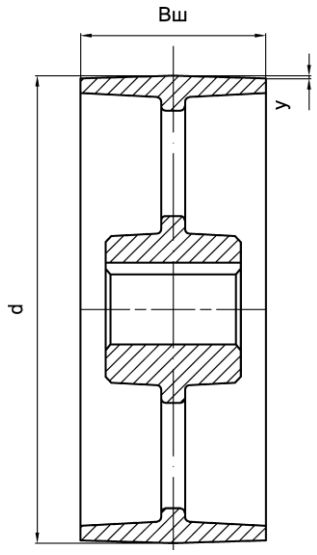


Рисунок 18 – Шків плоскопасової передачі

14 Розрахувати потрібну силу попереднього натягу:

- у передачах шкіряним і текстильним пасом –

$$F_0 = \sigma_0 b \delta ; \tag{4}$$

- у передачах прогумованим пасом –

$$F_0 = s_0 b i_p , \tag{1}$$

де i_p – кількість шарів (прокладок) паса.

15 Розрахувати силу, що діє на вали пасової передачі, за формулою:

$$Q = 2F_0 \sin \frac{\alpha_1}{2} . \tag{6}$$

Примітка. Іноді виникає необхідність у виконанні ***додаткових розрахунків***.

1 У передачах із натяжним роликом додатково розраховується сила притискування ролика до веденої вітки передачі:

$$R \approx 2\left(F_0 - \frac{F_t}{2} \right) \cos\varphi , \tag{7}$$

де 2φ – кут між вітками паса, що набігає й збігає з ролика.

Кут обхвату шківів і ролика визначається графічною побудовою контуру паса.

Довжина паса

$$l = \sum l_i + \frac{\pi}{360^0} \sum \alpha_i d_i \ , \qquad (1)$$

де l_i – довжина прямолінійних ділянок контуру;

α_i – кути обхвату пасом шківів і ролика;

d_i – діаметри шківів і ролика.

Діаметр натяжного ролика $d_p \geq 0{,}8\, d_1$, ширина дорівнює ширині шківів, розміщати його треба ближче до ведучого шківа так, щоб кут обхвату пасом ролика був близько 60˚.

2 У відкритій передачі з нерегульованою міжосьовою відстанню визначають величину, на яку треба скоротити теоретичну довжину паса l_p для створення попереднього натягу:

$$\Delta l = \sigma_0 \frac{l}{E}, \qquad (2)$$

де E – модуль пружності Юнга (табл. 75).

Таблиця 75 – Модуль пружності матеріалу паса

Пас	Шкіряний	Текстильний		Прогумований
		вовняний	бавовняний	
E, МПа	120...200	≈100	140...180	≈200

При виборі $\sigma_0(s_0), p_0, C_V, C_\alpha, C_\theta, C_p, l, U_{nn}$, відповідно до наведених вище рекомендацій, довговічність паса забезпечується близько 1000 годин (іноді до 2500 годин).

5.2 Передача клиновими й поліклиновими пасами

5.2.1 Короткі відомості про передачу і її елементи

Клинова форма паса при відповідних жолобчастих шківах забезпечує краще зчеплення його зі шківом (сила зчеплення більша приблизно в 3 рази), що дозволяє в порівнянні із плоскопасовою передачею знизити попередній натяг пасів й, відповідно, зменшити сили, що діють на вали шківів, істотно зменшити міжосьові відстані, допускати більші передаточні числа. Клинові паси випускаються промисловістю замкнутими, тому шківи по-

винні бути розміщені на консолях валів і міжосьова відстань у відкритій передачі повинна бути регульованою.

Клинові паси нормального перерізу (ГОСТ 1284.1-89) випускаються переважно з несучим елементом у вигляді спеціальної кордової тканини (кордтканинні), але бувають паси з несучим елементом у вигляді шнурів (кордшнурові). Останні більш гнучкі й довговічні, дозволяють застосовувати шківи менших діаметрів, забезпечують підвищений ККД передачі.

Стандартне позначення паса – Б-1800 ГОСТ 1284.1-89 (літера – тип (переріз) паса, цифра – довжина по нейтральному шару).

Крім нормальних, випускаються вузькі паси, у яких інше співвідношення: b/h. Ці паси кордшнурові, при рівній із нормальними площі перерізу мають більшу навантажувальну здатність, допускають колову швидкість до 35...40 м/с, при підвищеному попередньому натягу забезпечують більш високий ККД передачі. Стандартне позначення паса – УА-1800 РТМ-51-15-15-70.

Кут вклинювання трапецеїдального профілю недеформованого клинового паса – 40°. Матеріал паса – гума, у яку завулканізований несучий елемент у районі нейтральної (по вигину) площини. Зовні пас обгорнений привулканізованою косошарою тканиною. Паси випускаються нескінченно-замкнутими.

Поліклиновий пас (РТМ-38-40528-74) представляє своєрідний прогумований плоский пас, середній несучий шар якого виконаний у вигляді високоміцного шнурового корда, з подовжніми клиновими виступами з гуми на внутрішній стороні. Кут клина недеформованого виступу – 40°. Весь профіль обгорнений привулканізованою тканиною. Зверху тканина укладається в кілька шарів, що надають пасу поперечну жорсткість. Стандартне позначення паса – 1800Л-16 РТМ 38-40528-74 (1800 – довжина паса по нейтральному шару, мм; 16 – кількість клинових виступів; літера – тип (переріз) паса). Від широкого паса відрізають потрібну ширину, що відповідає розрахунковій кількості виступів. Поліклинові паси випускаються нескінченно-замкнутими.

Шківи для передач клиновими й поліклиновими пасами звичайно виконують литими з чавуну СЧ 15-32 або алюмінієвих сплавів. Від шківів для плоскопасових передач відрізняються профільною формою обода.

5.2.2 Рекомендований порядок розрахунку передачі клиновими пасами

Для проектування передачі повинні бути задані: найбільша довгостроково передана потужність на ведучому шківі P_1 й момент T_1, частота обертання ведучого шківа n_1, передаточне число $U_{пп}$, режим експлуатації (призначення й режим роботи машини, тип двигуна й т. д.).

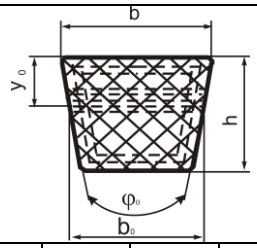
Мета розрахунку – при обраному типорозмірі пасів визначити:

- необхідну кількість пасів для передачі;
- розміри шківів (d_1 , d_2 , профіль обода);
- міжосьову відстань з межами регулювання в менший та більший бік;
- сили, що діють на вали.

Порядок розрахунку

1 Вибрати типорозмір (переріз) паса (табл. 76). Якщо можливі варіанти, варто мати на увазі, що при меншому перерізі паса передача буде більш компактною, але буде потрібна більша кількість паралельно працюючих пасів.

Таблиця 76 – Короткі відомості про клинові паси, використовувані при розрахунках

Тип паса і його позначення					Площа перерізу *A*, *мм*^{2}	Найменша довжина *l*, *мм*	Найбільша довжина *l*, *мм*	Мінімально допуст. діаметр шківа, *мм*	Застосовувати при моменті на ведучому шківі *T*, *Нм*
	b_0, *мм*	b, *мм*	h, *мм*	y_0, *мм*					
Клинові паси нормального перерізу									
О	8,5	10	6	2,1	47	400	2500	63	< 30
А	11	13	8	2,4	81	560	4000	90	10...30
Б	14	17	10,5	4	138	800	6300	125	30...120
В	19	22	13,5	4,8	230	1800	10600	200	120...350
Г	27	32	19	6,9	476	3150	15000	315	450...2400
Д	32	38	23,5	8,3	692	4500	18000	500	1600...6000
Е	42	50	30	11	1170	6300	18000	800	> 4000
Клинові паси вузького перерізу									
УО	8,5	10	8	2	56	630	3550	63	< 150
УА	11	13	10	2,8	95	800	4500	90	90...400
УБ	14	17	13	3,5	158	1250	8000	140	300...2000
УВ	19	22	18	4,8	278	2000	8000	224	> 1500

2 Вибрати діаметр меншого шківа d_1 (див. табл. 76).

Без гострої потреби не слід призначати мінімально допустимий діаметр шківа – це приведе до різкого зниження довговічності паса. **Краще вибрати стандартне значення d_1 на два-три ступеня більше мінімально допустимого** з ряду стандартних значень діаметрів шківів для всіх клинових і поліклинових пасів: 40, 45, 50, 56, 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 224, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000, 2240, 2500, 2800, 3150, 3550, 4000.

3 Розрахувати діаметр більшого шківа:

$$d_2 = U_{пп} d_1 (1 - \varepsilon), \qquad (3)$$

де ε – коефіцієнт пружного ковзання, вибирається з табл. 77.

Таблиця 77 – Основні характеристики передачі

Вид передачі	$U_{\max}$	*a, мм*	η	ε	$V_{\max}, \frac{м}{с}$
Клиновими пасами: • кордтканинними; • кордшнуровими	7 (10)	$a_{\max} = 2(d_1 + d_2)$, $a_{реком}$ – див. табл. 78	0,87...0,92 0,92...0,96	$\cong$ 0,020 $\cong$ 0,015	30
Поліклиновими пасами	10 (15)		0,94...0,97	$\cong$ 0,015	35

Отримане значення округлити до найближчого стандартного розміру з ряду стандартних чисел.

4 Розрахувати фактичне передаточне число передачі:

$$U_ф = \frac{d_2}{d_1(1-\varepsilon)} \le [U]. \qquad (4)$$

Для пасових передач допускається відхилення фактичного передаточного числа від номінального до 4%.

5 Призначити орієнтовну міжосьову відстань передачі (табл. 78).

Таблиця 78 – Рекомендовані величини міжосьових відстаней

Вид передачі	$a_{реком}$ при $U_{пп}$					
	1	2	3	4	5	6 і більше
Клиновими пасами	$1{,}5d_2$	$1{,}2d_2$	$1{,}0d_2$	$0{,}95d_2$	$0{,}9d_2$	$0{,}85d_2$
Поліклиновими пасами	$1{,}5d_2$	$1{,}0d_2$	$0{,}85d_2$	$0{,}75d_2$	$0{,}7d_2$	$0{,}65d_2$

6 Розрахувати орієнтовну довжину паса:

$$l_p = 2a_p + 0{,}5\pi(d_1 + d_2) + (d_2 - d_1)^2 / (4a_p). \qquad (1)$$

Округлити довжину клинового паса до найближчого стандартного значення з табл. 79.

7 Розрахувати дійсну міжосьову відстань передачі, що відповідає стандартній довжині паса:

$$a = 0{,}25\left[(l - w) + \sqrt{(l-w)^2 - 8y}\right], \qquad (1)$$

де $w = 0{,}5\pi(d_1 + d_2)$;

$y = 0{,}25(d_2 - d_1)^2$.

Таблиця 79 – Стандартні довжини клинових і поліклинових пасів, мм

1й ряд	400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000, 2240, 2300, 2800, 3150, 3550, 4000, 4500, 5000, 5600, 6300, 7100, 8000, 9000, 10000, 11200, 12500, 14000, 16000, 18000
2й ряд	425, 475, 530, 600, 670, 750, 850, 950, 1060, 1180, 1320, 1500, 1700, 1900, 2120, 2360, 2650, 3000, 3350, 3750, 4250, 4750, 5300, 6000, 6700, 7500, 8500, 9500, 10600, 11800, 13200, 15000, 17000

Примітка. Для вузьких клинових і поліклинових пасів довжини вибирати з ряду 1.

8 Визначити з урахуванням рекомендацій величину необхідного зближення й розсування шківів.

Рекомендується зближення шківів для надягання паса $-\Delta a = 0{,}01\,l$, розсування для створення попереднього натягу й компенсації витяжки паса $+\Delta a = 0{,}025\,l$.

Призначити межі зміни міжосьової відстані з урахуванням рекомендацій:

$$a_{\min} = a - 0{,}01l; \qquad (2)$$

$$a_{\max} = a + 0{,}025\,l. \qquad (1)$$

9 **Перевірка**. Варто мати на увазі, що призначені міжосьова відстань a, довжина паса l й діаметри шківів d_1, d_2 повинні задовольняти таким умовам:

Кут обхвату пасом меншого шківа

$$\alpha_1^{\circ} = 180^{\circ} - \frac{d_2 - d_1}{a} 57^{\circ} \geq \left[\alpha_1^{\circ}\right] = 120^{\circ}. \qquad (2)$$

Кількість пробігів паса по контуру в одиницю часу

$$i = \frac{V}{l} \leq [i] = 12\ c^{-1}, \qquad (1)$$

де $V = \dfrac{\pi d_1 n_1}{60000}$ – колова швидкість шківів (приблизно швидкість паса). Згідно з табл. 77для відкритої передачі $V_{\max} < 30\ м/с$.

При невиконанні умов (1), (1) **варто збільшити міжосьову відстань** a.

10 Розрахувати допустиму потужність, що може передати один пас обраного типорозміру в заданих умовах експлуатації:

$$[P] = P_0 C_\alpha C_L / C_p \,, \qquad (2)$$

де P_0 – потужність, передана одним клиновим пасом при $U_{пп} = 1, \alpha_1 = 180^0$ довжині l_0 й спокійній однозмінній роботі, наведена в табл. 80, 81;

Таблиця 80 – Потужність P_0, передана одним клиновим пасом нормального перерізу при $U_{пп} = 1, \alpha_1 = 180^0$, довжині l_0 й спокійній однозмінній роботі

Переріз паса	Діаметр меншого шківа d_1, мм	Потужність P_0 при швидкості $V, \frac{м}{с}$						
		3	5	10	15	20	25	30
О $l_0 = 1320$ мм	63	0,31	0,49	0,82	1,03	1,11	–	–
	71	0,37	0,56	0,95	1,22	1,37	1,40	–
	80	0,40	0,62	1,07	1,41	1,60	1,65	–
	90	0,44	0,67	1,16	1,56	1,73	1,90	1,85
	100	0,46	0,70	1,24	1,67	1,97	2,10	2,04
А $l_0 = 1700$ мм	90	0,56	0,84	1,39	1,75	1,88	–	–
	100	0,62	0,95	1,60	2,07	2,31	2,29	–
	112	0,70	1,05	1,82	2,39	2,74	2,82	2,50
	125	0,74	1,15	2,00	2,66	3,10	3,27	3,14
	140	0,80	1,23	2,18	2,91	3,44	3,70	3,64
Б $l_0 = 2240$ мм	125	0,92	1,39	2,26	2,80	–	–	–
	140	1,07	1,61	2,70	3,45	3,83	–	–
	160	1,20	1,83	3,15	4,13	4,73	4,88	4,47
	180	1,30	2,01	3,51	4,66	5,44	5,76	5,33
	200	1,40	2,15	3,79	5,08	6,00	6,43	6,38
В $l_0 = 3750$ мм	200	1,85	2,77	4,59	5,80	6,33	–	–
	224	2,08	3,15	5,35	6,95	7,86	7,95	7,06
	250	2,28	3,48	6,02	7,94	9,18	9,60	9,05
	280	2,46	3,78	6,63	8,86	10,4	11,1	10,9
	315	2,63	4,07	7,19	9,71	11,5	12,5	12,5
Г $l_0 = 6000$ мм	355	4,46	6,74	11,4	14,8	16,8	17,1	15,4
	400	4,94	7,54	13,0	17,2	20,0	21,1	20,2
	450	5,36	8,24	14,4	19,3	22,8	24,6	24,5
	500	5,70	8,80	15,5	21,0	25,0	27,5	27,8
	560	5,90	9,24	16,6	22,5	27,0	29,8	31,0
Д $l_0 = 7100$ мм	500	6,84	10,4	17,2	23,5	27,1	28,2	–
	560	7,45	11,4	19,9	26,5	31,1	33,3	32,6
	630	8,02	12,4	21,8	29,4	34,9	38,0	38,3
	710	8,53	13,2	23,5	31,9	38,3	42,3	43,4
	800	9,0	14,0	25,0	34,2	41,3	46,1	47,9

Таблиця 81 – Потужність P_0, передана одним вузьким клиновим пасом при $U_{пп} = 1, \alpha_1 = 180^0$, довжині l_0 й спокійній однозмінній роботі

Переріз паса	Діаметр меншого шківа d_1, мм	Потужність P_0 при швидкості $V, \frac{м}{с}$								
		3	5	10	15	20	25	30	35	40
Y0 l_0 = 1600 мм	63	0,68	0,95	1,50	1,80	1,85	–	–	–	–
	71	0,78	1,18	1,95	2,46	2,73	2,65	–	–	–
	80	0,90	1,30	2,34	3,06	3,50	3,66	–	–	–
	90	0,92	1,55	2,65	3,57	4,20	4,50	4,55	–	–
	100	1,07	1,66	2,92	3,95	4,72	5,20	5,35	–	–
	112	1,15	1,80	3,20	4,35	5,25	5,85	6,15	6,05	–
	125	1,22	1,90	3,40	4,70	5,70	6,42	6,85	6,90	6,50
YA l_0 = 2500 мм	90	1,08	1,56	2,57	–	–	–	–	–	–
	100	1,26	1,89	3,15	4,04	4,46	–	–	–	–
	112	1,41	2,17	3,72	4,88	5,61	5,84	–	–	–
	125	1,53	2,41	4,23	5,67	6,60	7,12	7,10	–	–
	140	1,72	2,64	4,70	6,30	7,56	8,25	8,43	7,94	–
	160	1,84	2,88	5,17	7,03	8,54	9,51	9,94	9,66	8,80
	180	1,94	3,04	5,50	7,65	9,22	10,41	11,1	11,0	10,3
	200	2,03	3,11	5,78	8,10	9,90	11,15	11,95	12,1	11,7
YБ l_0 = 3550 мм	140	1,96	2,95	5,0	6,37	–	–	–	–	–
	160	2,24	3,45	5,98	7,88	9,10	9,49	–	–	–
	180	2,46	3,80	6,70	9,05	10,6	11,4	11,5	–	–
	200	2,64	4,12	7,9	10,0	11,9	13,1	13,3	12,6	–
	224	2,81	4,26	7,88	10,7	13,0	14,6	15,1	14,7	13,2
	250	3,0	4,66	8,50	11,6	14,1	16,9	16,8	16,6	15,3
	280	3,05	4,86	8,90	12,2	15,0	17,0	18,3	18,4	17,2
	315	–	5,03	9,22	12,9	15,8	18,1	19,6	19,9	19,4
YB l_0 = 5600 мм	224	3,55	5,45	9,40	12,3	14,1	–	–	–	–
	250	3,93	6,05	10,6	14,2	16,6	17,6	17,1	–	–
	280	4,18	6,60	11,5	16,3	18,7	25,0	27,0	–	–
	315	4,7	7,08	12,8	17,4	29,0	23,2	23,9	22,7	20,0
	355	–	7,63	13,8	18,8	22,9	25,5	26,8	26,1	23,3
	400	–	8,04	14,6	20,0	24,5	27,8	29,4	29,1	27,0
	450	–	8,30	15,3	21,2	26,1	30,3	31,4	32,0	30,0

C_α – коефіцієнт кута обхвату пасом меншого шківа, обчислюється за формулою:

$$C_\alpha = 1 - 0{,}003(180^\circ - \alpha_1^\circ); \quad (3)$$

C_L – коефіцієнт довжини паса, обчислюється за формулою:

$$C_L = \sqrt[6]{l/l_0}; \quad (4)$$

C_p – коефіцієнт режиму роботи. Вибирається за табл. 73.

11 Розрахувати потрібну кількість клинових пасів:

$$z = \frac{P_1}{[P]}, \tag{5}$$

12 Розрахувати остаточну кількість пасів з урахуванням нерівномірності розподілу навантаження між ними:

$$z' = \frac{z}{C_z}, \tag{6}$$

де C_z – коефіцієнт кількості пасів, вибирається за табл. 82.

Таблиця 82 – Коефіцієнт кількості пасів C_z

Кількість пасів	1	2...3	4...6	Понад 6
C_z	1	0,95	0,9	0,85

Примітка. У нормально працюючій клинопасовій передачі не слід допускати кількість паралельно працюючих пасів більше 8.

13 З урахуванням рекомендацій табл. 83, 84 і формули (2) розрахувати й накреслити профіль обода шківа.

$$B_ш = (z-1)t + 2S. \tag{7}$$

14 Розрахувати потрібну силу попереднього натягу:

$$F_0 = \frac{850 P_1 C_L C_p}{V C_\alpha}. \tag{8}$$

15 Розрахувати силу, що діє на вали пасової передачі, за формулою:

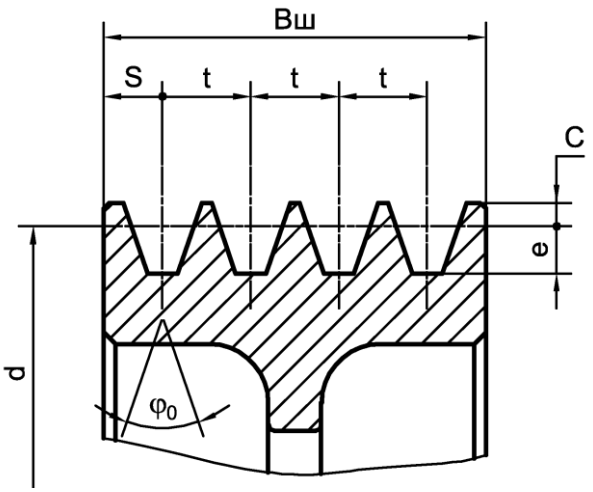
$$Q = 2F_0 \sin\frac{\alpha_1}{2}. \tag{9}$$

5.2.3 Рекомендований порядок розрахунку передач поліклиновими пасами

Розрахунок передач поліклиновими пасами виконується в тій же послідовності й за тими самими формулам, що й передач клиновими пасами.

Для проектування передачі повинні бути задані: найбільша довгостроково передана потужність на ведучому шківі P_1 й момент T_1, частота обертання ведучого шківа n_1, передаточне число $U_{пп}$, режим експлуатації (призначення й режим роботи машини, тип двигуна й т. д.).

Таблиця 83 – Основні розміри шківів для передачі клиновими пасами нормальних перерізів



Розміри	Переріз паса						
	О	*А*	*Б*	*В*	*Г*	*Д*	*Е*
C	2,5	3,3	4,2	5,7	8,1	9,6	12,5
e	7,5	9	11	14,5	20	23,5	31
t	12	15	19	25,5	37	44,5	58
S	8	10	18,5	17	24	29	38
φ_0 при *d*	34° 63...70	34° 30...112	34° 125...160	–	–	–	–
	36° 80...100	36° 125...160	36° 180...224	36° 200...315	36° 315...450	36° 500...560	–
	38° 112...160	38° 180...400	38° 250...500	38° 355...630	38° 500...500	38° 630...1100	38° 800...1400
	40° ≥ 180	40° ≥ 450	40° ≥ 560	40° ≥ 710	40° ≥ 1000	40° ≥ 1250	40° ≥ 1600

Таблиця 84 – Основні розміри шківів для передачі вузькими клиновими пасами

Розміри шківа, мм (ескіз див. табл. 83)	Переріз паса			
	УО	*УА*	*УБ*	*УВ*
C	2,5	3,3	4,2	5,7
e	10	13	17	19
t	12	15	19	26
S	8	10	12,5	17
φ_0 при *d*	34° 63...80	34° 90...112	34° 140...180	34° 224...315
	38° ≥ 90	38° ≥ 125	38° ≥ 200	38° ≥ 355

Мета розрахунку – при обраному типорозмірі паса визначити:

- необхідну кількість клинових виступів паса для передачі;
- розміри шківів (d_1, d_2, профіль обода);
- міжосьову відстань із межами регулювання в менший і більший боки;
- сили, що діють на вали.

Порядок розрахунку

1 Вибрати типорозмір (переріз) паса (табл. 85). Якщо можливі варіанти, варто мати на увазі, що при меншому перерізі паса передача буде більш компактною, але буде потрібна більша кількість клинових виступів.

Таблиця 85 – Короткі відомості про поліклинові паси

Тип паса і його позначення	t, *мм*	H, *мм*	h, *мм*	Кількість ребер: рекомендована	Кількість ребер: припустима	Найменша довжина l_{min}, *мм*	Найбільша довжина l_{max}, *мм*	Мінімальний допустимий діаметр шківа d_1, *мм*	Застосовувати при моменті на ведучому шківі T, *Нм*
К	8,4	4	2,35	2...36	36	400	2000	40	< 40
Л	4,8	9,5	4,85	4...20	50	1250	4000	80	18...400
М	9,5	16,7	10,35	4...20	50	2000	4000	180	> 130

2 Вибрати діаметр меншого шківа d_1 (див. табл. 85).

Без гострої потреби не слід призначати мінімально допустимий діаметр шківа – це приведе до різкого зниження довговічності паса. **Краще вибрати стандартне значення d_1 на два-три ступеня більше від мінімально допустимого** з ряду стандартних значень діаметрів шківів для всіх клинових і поліклинових пасів: 40, 45, 50, 56, 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 224, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000, 2240, 2500, 2800, 3150, 3550, 4000.

3 Розрахувати діаметр більшого шківа:

$$d_2 = U_{пп} d_1 (1 - \varepsilon), \tag{10}$$

де ε – коефіцієнт пружного ковзання, вибирається з табл. 77.

Отримане значення округлити до найближчого стандартного розміру з ряду стандартних чисел.

4 Розрахувати фактичне передаточне число передачі:

$$U_{\phi} = \frac{d_2}{d_1(1-\varepsilon)} \le [U]. \qquad (11)$$

Для пасових передач допускається відхилення фактичного передаточного числа від номінального до 4%.

5 Призначити орієнтовну міжосьову відстань передачі (див. табл. 78).

6 Розрахувати орієнтовну довжину паса:

$$l_p = 2a_p + 0{,}5\pi(d_1 + d_2) + (d_2 - d_1)^2 / (4a_p). \qquad (1)$$

Округлити довжину клинового паса до найближчого стандартного значення з табл. 79.

7 Розрахувати дійсну міжосьову відстань передачі, що відповідає стандартній довжині паса:

$$a = 0{,}25\left[(l - w) + \sqrt{(l - w)^2 - 8y}\right], \qquad (1)$$

де $w = 0{,}5\pi(d_1 + d_2)$;

$y = 0{,}25(d_2 - d_1)^2$.

8 Визначити, з урахуванням рекомендацій, величину необхідного зближення й розсування шківів.

Рекомендується зближення шківів для надягання паса $-\Delta a = 0{,}015\ l$, розсування для створення попереднього натягу й компенсації витяжки паса $+\Delta a = 0{,}02\ l$.

Призначити межі зміни міжосьової відстані з урахуванням рекомендацій:

$$a_{\min} = a - 0{,}015l; \qquad (2)$$

$$a_{\max} = a + 0{,}02l. \qquad (1)$$

9 Перевірка. Варто мати на увазі, що призначені міжосьова відстань a, довжина паса l й діаметри шківів d_1, d_2 повинні задовольняти таким умовам:

Кут обхвату пасом меншого шківа

$$\alpha_1^{\circ} = 180^{\circ} - \frac{d_2 - d_1}{a} 57^{\circ} \ge [\alpha_1^{\circ}] = 120^{\circ}. \qquad (2)$$

Кількість пробігів паса по контуру в одиницю часу

$$i = \frac{V}{l} \le [i] = 12\ c^{-1}, \qquad (3)$$

де $V = \frac{\pi d_1 n_1}{60000}$ – колова швидкість шківів (приблизно швидкість паса). Згідно з табл. 77 для відкритої передачі $V_{\max} < 30\ м/с$.

При невиконанні умов (1), (1) **варто збільшити міжосьову відстань** a.

10 Розрахувати допустиму потужність, що може передати один пас обраного типорозміру з 10 клиновими виступами в заданих умовах експлуатації:

$$[P]_{10} = P_{10} C_\alpha C_L / C_p, \qquad (1)$$

де P_{10} – потужність, передана одним клиновим пасом при $U_{nn} = 1, \alpha_1 = 180^0$, довжині l_0 й спокійній однозмінній роботі, наведена в табл. 86;

C_α – коефіцієнт кута обхвату пасом меншого шківа, обчислюється за формулою:

$$C_\alpha = 1 - 0{,}003(180^\circ - \alpha_1^\circ); \qquad (2)$$

C_L – коефіцієнт довжини паса, обчислюється за формулою:

$$C_L = \sqrt[6]{l/l_0}; \qquad (3)$$

C_p – коефіцієнт режиму роботи, вибирається за табл. 73.

11 Розрахувати потрібну кількість клинових виступів:

$$z = \frac{10 P_1}{[P]_{10}}. \qquad (4)$$

Примітка. Рекомендується застосовувати паси з парною кількістю клинових виступів.

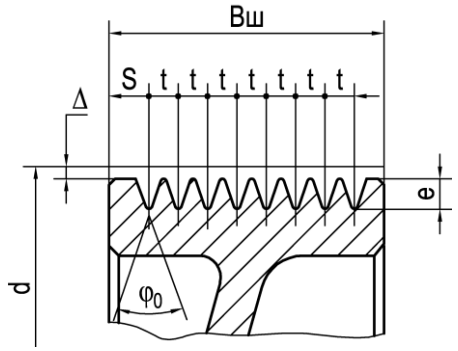
12 З урахуванням рекомендацій табл. 87 і формули (2) розрахувати й накреслити профіль обода шківа:

$$B_ш = (z - 1)t + 2S. \qquad (5)$$

Таблиця 86 – Потужність P_{10}, передана одним поліклиновим пасом з 10 клиновими виступами при $U_{пп} = 1, \alpha_1 = 180^0$, довжині l_0 й спокійній однозмінній роботі

Перетин паса	Діаметр меншого шківа d_1, мм	Потужність P_{10} при швидкості $V, \frac{м}{с}$							
		2	5	10	15	20	25	30	35
К $l_0 = 710$ мм	40	0,65	1,40	2,4	3,2	3,7	–	–	–
	45	0,70	1,55	2,7	3,6	4,3	4,9	–	–
	50	0,76	1,65	2,9	4,0	4,9	5,3		
	56	0,80	1,80	3,1	4,3	5,2	5,9	6,2	
	63	0,85	1,90	3,4	4,6	5,7	6,4	6,8	
	71	0,88	2,00	3,6	4,9	6,0	6,9	7,4	7,6
	80	0,92	2,05	3,7	5,2	6,4	7,3	7,9	8,2
	90	0,95	2,15	3,9	5,4	6,7	7,7	8,4	8,7
	100	0,97	2,20	4,0	5,6	6,9	8,0	8,7	–
	112	1,00	2,25	4,1	5,8	7,2	8,2	9,1	–
	125	1,02	2,30	4,2	6,0	7,5	8,7	9,5	–
Л $l_0 = 1600$ мм	80	1,9	3,9	6,4	7,9	8,3	–	–	–
	90	2,2	4,5	7,6	9,7	10,8	–	–	–
	100	2,3	5,0	8,6	11,2	12,7	13,0	–	–
	112	2,54	5,5	9,6	12,7	14,7	15,3	–	–
	125	2,7	5,9	10,4	13,9	16,3	17,4	17,0	–
	140	2,9	6,3	11,0	15,0	17,8	19,2	19,0	17,2
	160	3,05	6,7	12,0	16,2	19,4	21,0	21,5	20,0
	180	3,10	7,0	12,6	17,0	20,5	22,8	23,4	22,0
	200	3,2	7,2	13,0	17,9	21,6	24,0	24,8	23,6
	224	3,3	7,5	13,5	18,6	22,6	25,2	26,2	–
	250	3,4	7,7	14,0	19,2	23,4	26,2	27,5	–
М $l_0 = 2240$ мм	180	7,1	14,5	24,0	30,2	32,8	31,8	24,2	–
	200	7,7	16,3	27,7	35,8	40,3	40,4	35,4	–
	224	2,5	18,0	31,3	41,2	47,5	49,5	46,3	37
	250	9,1	19,7	34,4	45,9	53,8	57	56	48
	280	9,7	21,0	37,4	30,3	59,8	65	64	58
	315	10,2	22,5	40,0	54,3	65	71	72	68
	355	10,7	23,7	42,4	58	70	78	80	76
	400	11,0	24,8	44,6	61	74	83	86	84

Таблиця 87 – Основні розміри шківів передач поліклиновими пасами

Ескіз		Поліклинові		
		К	Л	М
	*t*	2,4	4,8	9,5
	e	2,35	4,85	10,35
	S	3,5	5,5	10,0
	Δ	1,0	2,4	3,5

13 Розрахувати потрібну силу попереднього натягу:

$$F_0 = \frac{850 P_1 C_L C_p}{V C_\alpha}. \qquad (6)$$

14 Розрахувати силу, що діє на вали пасової передачі, за формулою:

$$Q = 2F_0 \sin\frac{\alpha_1}{2}. \qquad (7)$$

5.3 Приклади розрахунків

Приклад 1. Виконати розрахунок клинопасової передачі приводу до драги за наведеною схемою й вихідними даними (див. рис. 2).

Вихідні дані вибираємо з результатів кінематичного розрахунку (див. табл. 13) з урахуванням даних завдання на проектування й загальних міркувань щодо експлуатації конкретного приводу:

$P_{вч} = P_1 = 3{,}37\ кВт;$

$T_{вч} = T_1 = 22{,}5\ Нм;$

$n_{вч} = n_1 = 1430\ хв^{-1};$

$U_{пп} = 1{,}6.$

Передбачається, що міжосьова відстань регулюється переміщенням електродвигуна на полозках. Робота однозмінна. Кут нахилу лінії центрів шківів щодо горизонту приблизно 30°.

1 Відповідно до моменту $T_1 = 22{,}5\,Н \cdot м$ вибирається для передачі пас нормального перерізу **А** з параметрами: площа поперечного перерізу $A = 81\,мм^2$; базова довжина $l_0 = 1700\ мм$.

2 Призначається діаметр меншого шківа:

$d_1 = 125\,мм$ (див. табл. 76) відповідно до рекомендацій з ряду стандартних діаметрів шківів.

3 Діаметр більшого шківа

$$d_2 \cong U_{пп} d_1 = 1{,}6 \cdot 125 = 200\ мм\ .$$

Призначається $d_2 = 200\ мм$ (з ряду стандартних діаметрів шківів).

4 Фактичне передаточне відношення передачі

$$U_{пп_ф} = \frac{d_2}{d_1(1-\varepsilon)} = \frac{200}{125\,(1-0{,}015)} \cong 1{,}62\ ,$$

де $\varepsilon \cong 0{,}015$ (див. табл. 77);

$$\Delta U = \left|\frac{U_{пп} - U_{пп_ф}}{U_{пп}}\right| \cdot 100 = \left|\frac{1{,}6 - 1{,}62}{1{,}6}\right| \cdot 100 \cong 1{,}5\%\ ;$$

$$\Delta U < [\Delta U] = 4\%\ .$$

5 Призначається орієнтовна міжосьова відстань передачі:

$$a_p \cong 1{,}3 d_2 = 1{,}3 \cdot 200 = 260\ мм \text{ (див. табл. 78).}$$

6 Розраховується орієнтовна довжина паса:

$$l_p = 2a_p + 0{,}5\pi(d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a_p} =$$

$$= 2 \cdot 260 + 0{,}5 \cdot 3{,}14(125 + 200) + \frac{(200-125)^2}{4 \cdot 260} \cong 1036\,мм.$$

Приймається: $l = 1000\,мм$ (найближче значення за табл. 79).

7 Дійсна міжосьова відстань

$$a = 0{,}25\left[(l_1 - w) + \sqrt{(l-w)^2 - 8y}\right] =$$

$$= 0{,}25\left[(1000 - 510{,}5) + \sqrt{(1000-510{,}5)^2 - 8 \cdot 1406{,}3}\right] \cong 242\,мм,$$

де $w = 0{,}5\pi(d_1 + d_2) = 0{,}5 \cdot 3{,}14(125 + 200) \cong 510{,}5\,мм$;

$y = 0{,}25(d_2 - d_1)^2 = 0{,}25(200 - 125)^2 \cong 1406{,}3\,мм.$

Межі регулювання:

$$a_{\min} = a - 0{,}01l = 242 - 0{,}01 \cdot 1000 = 232\ мм\ ;$$

$$a_{\max} = a + 0{,}025\,l = 242 + 0{,}025 \cdot 1000 = 267\ мм\ .$$

8 Кут обхвату пасом меншого шківа

$$\alpha_1 = 180^\circ - \left(\frac{d_2 - d_1}{a}\right) \cdot 57^\circ = 180^\circ - \left(\frac{200 - 125}{242}\right) \cdot 57^\circ \cong 162^\circ\ ;$$

$\alpha_1 > [\alpha_1] = 120^\circ$, **що відповідає рекомендаціям** (1).

9 Оцінюється довговічність паса по кількості пробігів по контуру в одиницю часу:

$$i = \frac{V}{l} = \frac{9{,}4 \cdot 10^3}{1000} = 9{,}4 c^{-1},$$

де $V = \frac{\pi d_1 n_1}{60000} = \frac{3{,}14 \cdot 125 \cdot 1430}{60000} \cong 9{,}4 \frac{м}{с}$.

$i < [i] = 12 c^{-1}$ **– довговічність забезпечено.**

10 Допустима потужність на один пас

$$[P] = \frac{P_0 C_\alpha C_L}{C_P} = \frac{1{,}9 \cdot 0{,}95 \cdot 0{,}92}{1{,}3} = 1{,}28 кВт,$$

де $P_0 = 1{,}9 кВт$, знаходимо за допомогою лінійної інтерполяції (див. табл. 80 при перерізі **А**, $d_1 = 125 мм$, $V = 9{,}4 м/с$);

$$C_\alpha = 1 - 0{,}003 \left(180^\circ - \alpha_1\right) = 1 - 0{,}003 \left(180^\circ - 162^\circ\right) \cong 0{,}95;$$

$$C_L = \sqrt[6]{\frac{l}{l_0}} = \sqrt[6]{\frac{1000}{1700}} \cong 0{,}92;$$

$C_P = 1{,}3$ (див. табл. 73, режим роботи дуже важкий, робота однозмінна).

Примітка. Трифазні асинхронні електродвигуни єдиної серії 4А з короткозамкненим ротором призначені для приводів машин, які не ставлять підвищених вимог до пускових характеристик і не мають великих пускових моментів.

11 Потрібна кількість пасів

$$Z = \frac{P_1}{[P]} = \frac{3{,}37}{1{,}28} = 2{,}6.$$

З поправкою на кількість пасів

$$Z' = \frac{Z}{C_Z} = \frac{2{,}6}{0{,}95} \cong 3,$$

де $C_Z = 0{,}95$ (див. табл. 82 при орієнтовному значенні $Z = 3$);

$Z' < [Z] = 8$, **що відповідає рекомендаціям**.

12 Розміри для креслення профілю шківа (див. табл. 83):

$$C = 3{,}3 мм; \quad e = 9 мм; \quad t = 15 мм; \quad S = 10 мм; \quad \varphi_0 = 36^\circ;$$

$$B_ш = (Z - 1)t + 2S = (3 - 1) \cdot 15 + 2 \cdot 10 = 50 мм.$$

13 Сила попереднього натягу пасів

$$F_0 = \frac{850\, P_1 C_L C_P}{(V C_\alpha)} = \frac{850 \cdot 3{,}37 \cdot 0{,}92 \cdot 1{,}3}{9{,}4 \cdot 0{,}95} \cong 384\, H\ .$$

14 Сила, що діє на вали пасової передачі,

$$Q = 2F_0 \cdot \sin\left(\frac{\alpha_1}{2}\right) = 2 \cdot 384 \cdot \sin\left(\frac{162^\circ}{2}\right) \cong 759 H\ .$$

Приклад 2. Виконати розрахунок поліклинової передачі приводу до драги за наведеною схемою й вихідними даними (див. рис. 2).

Вихідні дані вибираємо з результатів кінематичного розрахунку (див. табл. 13) з урахуванням даних завдання на проектування й загальних міркувань щодо експлуатації конкретного приводу:

$P_{вч} = P_1 = 3{,}37\ кВт;$

$T_{вч} = T_1 = 22{,}5\ Нм;$

$n_{вч} = n_1 = 1430\ хв^{-1};$

$U_{пп} = 1{,}6.$

Передбачається, що міжосьова відстань регулюється переміщенням електродвигуна на полозках. Робота однозмінна. Кут нахилу лінії центрів шківів щодо горизонту приблизно 30°.

1 Відповідно до моменту $T_1 = 22{,}5\, H \cdot м$ вибирається для передачі пас перерізом **К** з базовою довжиною $l_0 = 710\ мм$ (див. табл. 85, 86).

2 Призначається діаметр меншого шківа:

$d_1 = 80\, мм$ (див. табл. 85) відповідно до рекомендацій (з ряду стандартних значень діаметрів шківів).

3 Діаметр більшого шківа

$$d_2 \cong U_{пп} d_1 = 1{,}6 \cdot 80 = 128\ мм\ .$$

Призначається: $d_2 = 125\, мм$.

4 Фактичне передаточне відношення передачі

$$U_{пп_ф} = \frac{d_2}{d_1(1-\varepsilon)} = \frac{125}{80\,(1-0{,}015)} \cong 1{,}59\ ,$$

де $\varepsilon \cong 0{,}015$ (див. табл. 77).

$$\Delta U = \left|\frac{U_{пп} - U_{пп_ф}}{U_{пп}}\right| \cdot 100 = \left|\frac{1{,}6 - 1{,}59}{1{,}6}\right| \cdot 100 \cong 0{,}6\%\ .$$

$$\Delta U < [\Delta U] = 4\%\ .$$

5 Призначається орієнтовна міжосьова відстань передачі:

$$a_p \cong 1{,}2\,d_2 = 1{,}2 \cdot 125 = 150\ мм \ \text{(див. табл. 78).}$$

6 Розраховується орієнтовна довжина паса:

$$l_p = 2\,a_p + 0{,}5\pi\left(d_1 + d_2\right) + \frac{\left(d_2 - d_1\right)^2}{(4\,a_p)} =$$

$$= 2 \cdot 150 + 0{,}5 \cdot 3{,}14\left(80 + 125\right) + \frac{\left(125 - 80\right)^2}{(4 \cdot 150)} \cong 625\,мм.$$

Приймається $l = 630\,мм$ (найближче значення – за табл. 79).

7 Дійсна міжосьова відстань

$$a = 0{,}25\left[\left(l - w\right) + \sqrt{\left(l - w\right)^2 - 8y}\right] =$$

$$= 0{,}25\left[\left(630 - 322\right) + \sqrt{\left(630 - 322\right)^2 - 8 \cdot 506{,}3}\right] \cong 152\,мм,$$

де $w = 0{,}5\pi\left(d_1 + d_2\right) = 0{,}5 \cdot 3{,}14\left(80 + 125\right) \cong 322\ мм$;

$y = 0{,}25\left(d_2 - d_1\right)^2 = 0{,}25\left(125 - 80\right)^2 \cong 506{,}3\,мм.$

Межі регулювання:

$$a_{\min} = a - 0{,}015\,l = 152 - 0{,}015 \cdot 630 = 143\ мм;$$

$$a_{\max} = a + 0{,}02\,l = 152 + 0{,}02 \cdot 630 = 165\ мм.$$

8 Кут обхвату пасом меншого шківа

$$\alpha_1 = 180^\circ - \left(\frac{d_2 - d_1}{a}\right) \cdot 57^\circ = 180^\circ - \left(\frac{125 - 80}{152}\right) \cdot 57^\circ \cong 163^\circ.$$

$\alpha_1 > \left[\alpha_1\right] = 120^\circ$, **що відповідає рекомендаціям** (1).

9 Оцінюється довговічність паса за кількістю пробігів по контуру в одиницю часу:

$$i = \frac{V}{l} = \frac{6 \cdot 10^3}{630} = 9{,}5\,c^{-1},$$

де $V = \dfrac{\pi\,d_1\,n_1}{60000} = \dfrac{3{,}14 \cdot 80 \cdot 1430}{60000} \cong 6\dfrac{м}{с}$;

$i < \left[i\right] = 12\,c^{-1}$ – **довговічність забезпечено**.

10 Допустима потужність, що передається поліклиновим пасом з 10 ребрами,

$$\left[P\right]_{10} = \frac{P_{10}\,C_\alpha\,C_L}{C_P} = \frac{2{,}4 \cdot 0{,}95 \cdot 0{,}98}{1{,}3} = 1{,}7\,кВт,$$

де $P_{10} = 2{,}4\,кВт$, знаходимо за допомогою лінійної інтерполяції (див. табл. 86 при перерізі паса **К**, $d_1 = 80\,мм$, $V = 6\,м/с$);

$$C_\alpha = 1 - 0{,}003\left(180^\circ - \alpha_1\right) = 1 - 0{,}003\left(180^\circ - 163^\circ\right) \cong 0{,}95;$$

$$C_L = \sqrt[6]{\frac{l}{l_0}} = \sqrt[6]{\frac{630}{710}} \cong 0{,}98;$$

$C_P = 1{,}3$ (див. табл. 73, режим роботи для приводу до драги дуже важкий, робота однозмінна).

11 Потрібна кількість клинових виступів

$$Z = \frac{10P_1}{[P]_{10}} = \frac{10 \cdot 3{,}37}{1{,}7} = 19{,}8.$$

Оскільки рекомендується приймати паси з парною цілою кількістю клинів, приймається $Z = 20$.

12 Розміри для креслення профілю шківа:

$$\Delta = 1{,}0\,мм; \quad e = 2{,}35\,мм; \quad t = 2{,}4\,мм; \quad S = 3{,}5\,мм; \quad \varphi = 40^\circ.$$

Ширина шківа

$$B_ш = (Z-1)t + 2S = (20-1)\cdot 2{,}4 + 2\cdot 3{,}5 = 52{,}6\,мм.$$

Приймається: $B_ш = 53\,мм$.

13 Сила попереднього натягу пасів

$$F_0 = \frac{850\,P_1 C_L C_P}{VC_\alpha} = \frac{850 \cdot 3{,}37 \cdot 0{,}98 \cdot 1{,}3}{6 \cdot 0{,}95} \cong 640\,H.$$

14 Сила, що діє на вали пасової передачі,

$$Q = 2F_0 \cdot \sin\left(\frac{\alpha_1}{2}\right) = 2 \cdot 640 \cdot \sin\left(\frac{163^\circ}{2}\right) \cong 1266\,H.$$

Примітка. Сила зчеплення клинового паса з ободом шківа приблизно в 3 рази більша, ніж у плоского паса при рівних умовах. Доведемо це твердження, застосувавши в приводі до драги замість клинопасової передачі плоскопасову.

Приклад 3. Виконати розрахунок плоскопасової передачі приводу до драги за наведеною схемою й вихідними даними (див. рис. 2).

Вихідні дані вибираємо з результатів кінематичного розрахунку (див. табл. 13) з урахуванням даних завдання на проектування й загальних міркувань щодо експлуатації конкретного приводу:

$P_{вч} = P_1 = 3{,}37\ кВт;$

$T_{вч} = T_1 = 22{,}5\ Нм;$

$n_{вч} = n_1 = 1430\ хв^{-1};$

$U_{пп} = 1{,}6.$

Передбачається, що міжосьова відстань регулюється переміщенням електродвигуна на полозках. Робота однозмінна. Кут нахилу лінії центрів шківів щодо горизонту приблизно 30°.

1 Для передачі вибирається пас **гумотканинний з бельтингу 820** як найбільш поширений. Параметри паса: кількість прокладок $i_p = 3$, товщина $\delta = 4{,}5\ мм$ (див. табл. 65, 66, 69).

2 Орієнтовний діаметр меншого шківа

$$d_{1ор} = (1100...1350)\sqrt[3]{P_1/n_1} = (1100...1350)\sqrt[3]{3{,}37/1430} = 146...180\ мм.$$

Приймається, найближче до середнього значення діапазону (146…180), стандартне значення діаметра ведучого шківа $d_1 = 160\ мм$ (див. табл. 67).

Перевірка: $\dfrac{d_1}{\delta} = \dfrac{160}{4{,}5} \cong 35{,}6 > 30$ **, що відповідає рекомендаціям.**

3 Швидкість паса

$$V = \frac{\pi d_1 n_1}{60000} = \frac{3{,}14 \cdot 160 \cdot 1430}{60000} \cong 12\ м/с,$$

що відповідає рекомендаціям табл. 68.

4 Орієнтовний діаметр більшого шківа

$$d_2 \cong U_{пп} d_1 (1-\varepsilon) = 1{,}6 \cdot 160\,(1-0{,}015) \cong 252\ мм,$$

де $\varepsilon \cong 0{,}015$ (див. табл. 68).

Зі стандартного ряду призначається $d_2 = 250\ мм$.

5 Фактичне передаточне відношення передачі

$$U_{пп_ф} = \frac{d_2}{d_1(1-\varepsilon)} = \frac{250}{160\,(1-0{,}015)} \cong 1{,}59;$$

$$\Delta U = \left| \frac{U_{пп} - U_{пп_ф}}{U_{пп}} \right| \cdot 100 = \left| \frac{1{,}6 - 1{,}59}{1{,}6} \right| \cdot 100 \cong 0{,}6\% ;$$

$$\Delta U < [\Delta U] = 4\% .$$

6 Призначається орієнтовна міжосьова відстань передачі:

$$a_p \cong 2(d_1 + d_2) = 2 \cdot (160 + 250) = 820 \text{ мм} \text{ (див. табл. 68).}$$

7 Розраховується орієнтовна довжина паса:

$$l_p = 2a_p + 0{,}5\pi(d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{(4a_p)} =$$

$$= 2 \cdot 820 + 0{,}5 \cdot 3{,}14(160 + 250) + \frac{(250 - 160)^2}{(4 \cdot 820)} \cong 2287 \text{ мм.}$$

8 Кут обхвату пасом меншого шківа

$$\alpha_1 = 180^\circ - \left(\frac{d_2 - d_1}{a} \right) \cdot 57^\circ = 180^\circ - \left(\frac{250 - 160}{820} \right) \cdot 57^\circ \cong 174^\circ ;$$

$\alpha_1 > [\alpha_1] = 150^\circ$ **, що відповідає рекомендаціям (1).**

9 Оцінюється довговічність паса по кількості пробігів по контуру в одиницю часу:

$$i = \frac{V}{l} = \frac{12 \cdot 10^3}{2287} = 5{,}2\, c^{-1} ;$$

$i > [i] = 5\, c^{-1}$ **– довговічність не забезпечено.**

Висновок: приймається рішення збільшити міжосьову відстань передачі.

Приймається: $a_p = 900$ *мм* .

Тоді

$$l_p = 2 \cdot 900 + 0{,}5 \cdot 3{,}14(160 + 250) + \frac{(250 - 160)^2}{(4 \cdot 900)} \cong 2466 \text{ мм} ;$$

$$\alpha_1 = 180^\circ - \left(\frac{250 - 160}{900} \right) \cdot 57^\circ \cong 174^\circ ;$$

$\alpha_1 > [\alpha_1] = 150^\circ$ **, що відповідає рекомендаціям (1);**

$$i = \frac{12 \cdot 10^3}{2466} \cong 4{,}9\, c^{-1} ;$$

$i < [i] = 5\, c^{-1}$ **– довговічність забезпечено.**

Остаточно приймається: $a = a_p = 900$ *мм*; $l = l_p = 2466$ *мм* .

10 Допустиме питоме колове зусилля

$$[p] = \frac{p_0 C_v C_\alpha C_V}{C_P} = \frac{8{,}5 \cdot 1 \cdot 0{,}98 \cdot 0{,}98}{1{,}3} \cong 6{,}3 \ H/мм,$$

де $p_0 = 8{,}5\ H/мм$, знаходимо за допомогою лінійної інтерполяції (див. табл. 69 при $s_0 = 2{,}25$ *мм* за табл. 71: $d_1 = 160$ *мм*; $\delta = 4{,}5$ *мм*; $i_p = 3$);

$C_\theta = 1$ (див. табл. 72 при $\alpha \cong 30^0$);

$C_\alpha = 1 - 0{,}003\left(180^\circ - \alpha_1\right) = 1 - 0{,}003\left(180^\circ - 174^\circ\right) \cong 0{,}98;$

$C_V = 1{,}04 - 0{,}0004 V^2 = 1{,}04 - 0{,}0004 \cdot 12^2 \cong 0{,}98;$

$C_P = 1{,}3$ (див. табл. 73; режим роботи для приводу до драги дуже важкий; робота однозмінна).

11 Потрібна ширина паса

$$b = \frac{F_t}{[p]_0} = \frac{281}{6{,}3} \cong 44{,}6\ мм,$$

де $F_t = \dfrac{1000 P_1}{V} = \dfrac{1000 \cdot 3{,}37}{12} \cong 281\ H$.

Вибираємо стандартну ширину паса: $b = 45$ *мм* (див. табл. 69).

12 Призначається ширина шківів:

$$B_ш = 1{,}1b + (5...8) = 1{,}1 \cdot 45 + (5...8)\ мм = 54{,}5...57{,}5\ мм .$$

Приймається з табл. 67: $B_ш = 56$ *мм* .

Стріла опуклості шківа

$$y \cong B_ш / 200 = 56/200 \cong 0{,}3\ мм .$$

13 Сила попереднього натягу пасів

$$F_0 = s_0 b i_p = 2{,}25 \cdot 45 \cdot 3 \cong 304\ H .$$

14 Сила, що діє на вали пасової передачі,

$$Q = 2F_0 \cdot \sin\left(\frac{\alpha_1}{2}\right) = 2 \cdot 304 \cdot \sin\left(\frac{174^\circ}{2}\right) \cong 607\ H .$$

СПИСОК РЕКОМЕНДОВАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1 **Павлище В. Т.** Основи конструювання та розрахунок деталей машин : підручник / Павлище В. Т. – К. : Вища школа, 1993. – 556 с. – ISBN 5-11-004099-1.

2 **Решетов Д. Н.** Детали машин / Решетов Д. Н. – М. : Машиностроение, 1989. – 496 с. – ISBN 5-217-00335-9.

3 **Иванов М. Н.** Детали машин / М. Н. Иванов, В. А. Финогенов. – М. : Высш. шк., 2002. – 408 с. – ISBN 5−06−004063−1.

4 **Заблонский К. И.** Основы проектирования машин / Заблонский К. И. – К. : Вища шк., 1985. – 518 с.

5 **ГОСТ 21354-87.** Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность. – М. : Изд-во стандартов, 1988. – 127 с.

6 Передачи червячные цилиндрических редукторов общемашиностроительного применения. Расчеты на прочность и заедание : методические указания МР 117-84. – М. : ВНИИНмаш, 1984. – 102 с.

7 Справочник по геометрическому расчету эвольвентных зубчатых и червячных передач / под ред. И. А. Болотовского. – М. : Машиностроение,1986. – 447 с.

8 **Дунаев П. Ф.** Конструирование узлов и деталей машин / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. – М. : Высш. школа, 1985. – 416 с.

9 **Киркач Н. Ф.** Расчет и проектирование деталей машин / Н. Ф. Киркач, Р. А. Баласанян. – Харьков: Вища школа, 1991. – 275 с. – ISBN 5-11-001049-8.

10 Расчет и проектирование деталей машин : учеб. пособие для вузов / К. П. Жуков [и др.]; под ред. Г. Б. Столбина и К. П. Жукова. – М. : Высш. школа,1978. – 247 с.

11 Справочник по электрическим машинам: в 2 т. Т. 1 / под ред. И. П. Копылова и Б. К. Клокова. – М. : Энергоиздат, 1988. – 456 с. – ISBN 5-283-00500-3.

Навчальне видання

КАРНАУХ Сергій Григорович,

ЧОСТА Наталія Вікторівна

РОЗРАХУНКИ МЕХАНІЧНИХ ПЕРЕДАЧ

Навчальний посібник

до курсового та дипломного проектування

(для студентів механічних спеціальностей)

Редактор О. М. Болкова

Комп'ютерна верстка О. П. Ордіна

381/2008. Підп. до друку . Формат 60×84/16.
Папір офсетний. Ум. друк. арк. 11,86. Обл.-вид. арк. 9,27.
Тираж прим. Зам. №

Видавець і виготівник
«Донбаська державна машинобудівна академія»
84313, м. Краматорськ, вул. Шкадінова, 72.
Свідоцтво про внесення суб'єкта видавничої справи
до Державного реєстру
серія ДК № 1633 від 24.12.03