

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ
АВТОМОБІЛЬНО-ДОРОЖНІЙ УНІВЕРСИТЕТ

О. А. БОБОШКО, П. А. ЄГОРОВ

ДЕТАЛІ МАШИН

Конспект лекцій

Харків
ХНАДУ 2022

УДК 531.8, 539.4, 62-2

Бобошко О.А., Єгоров П.А. Деталі машин: конспект лекцій. Харків : ХНАДУ, 2022. 162 с.

У конспекті лекцій розглянуті основи раціонального розрахунку і конструювання, а також дана оцінка надійності деталей машин. Представлені основні моделі, властивості, особливості, переваги й недоліки використання різних деталей, передач, з'єднань і іншого.

Викладений матеріал дозволяє засвоїти методи розрахунків і конструювання деталей машин на прикладі конкретних механічних систем.

Призначений для студентів технічних спеціальностей.

© Бобошко О.А., Єгоров П.А., 2022

© Харківський національний автомобільно-дорожній університет, 2022

ВСТУП

«Деталі машин» – дисципліна, що представляє собою основу загальноінженерної підготовки студентів машинобудівних вищих технічних навчальних закладів. Програма вивчення даної дисципліни складена відповідно до учбово-кваліфікаційної характеристики й навчального плану підготовки бакалаврів технічних спеціальностей.

Мета вивчення дисципліни – дати конструкторську підготовку в області проектування деталей і вузлів машин загального призначення, навчити методам розрахунків і конструювання типових деталей і вузлів машин і механізмів на основі їх функціональної класифікації.

Курс «ДМ» базується на таких фундаментальних дисциплінах, як математика й фізика. У курсі «ДМ» вивчаються наступні теми:

- ✓ критерії роботоздатності деталей машин;
- ✓ передачі;
- ✓ вали й осі;
- ✓ підшипники кочення й ковзання;
- ✓ з'єднання деталей машин;
- ✓ муфти.

Ці теми подаються з єдиних позицій, логічно доповнюючи одна одну. Програма курсу поєднує навчальний матеріал наступних дисциплін:

- нарисна геометрія, інженерна й комп'ютерна графіка;
- теоретична механіка;
- теорія механізмів і машин;
- опір матеріалів;
- теорія конструкційних матеріалів.

Необхідність даного видання викликана надзвичайно малою кількістю аудиторних занять, що приділяються стандартами й навчальними планами на вивчення курсу, яка до того ж постійно скорочується. У зв'язку із цим зростає роль самостійної роботи студентів, для чого й призначений даний конспект лекцій.

ЗМІСТ

Лекція 1. Вступ	10
1. Роль машин у сучасному суспільстві	10
2. Місце курсу «Деталі машин» у формуванні сучасного інженера	10
3. Загальні відомості про деталі машин	11
4. Класифікація деталей машин	12
5. Загальні відомості про передачі	13
6. Основні причини застосування передач у машинах	14
7. Класифікація передач	14
8. Основні параметри передач	15
9. Контрольні питання	16
Лекція 2. Критерії працездатності деталей машин	17
1. Працездатність деталей машин	17
2. Міцність	17
3. Жорсткість	19
4. Зносостійкість	20
5. Теплостійкість	20
6. Вібростійкість	21
7. Надійність і економічність	21
8. Контрольні питання	21
Лекція 3. Пасові передачі (ПП)	22
1. Загальні відомості	22
2. Переваги й недоліки ПП	22
3. Розташування валів ПП	24
4. Плоскі приводні паси	24
5. Клинові паси	25
6. Поліклинові й круглі паси	26
7. Контрольні питання	27
Лекція 4. Пасові передачі	28

1. Критерії працездатності й розрахунків пасових передач	28
2. Кінематика пасової передачі	28
3. Основні геометричні залежності в ПП.....	29
4. Сили й напруження у пасах.....	31
5. Сумарні напруження у пасі	32
6. Контрольні питання	33
Лекція 5. Розрахунок пасових передач	34
1. Розрахунок плоскопасових передач за тяговою здатністю	34
2. Довговічність пасів	36
3. Розрахунок клинопасових передач.....	36
4. Сили, що діють на вали й опори в ПП	37
5. Порядок проєктного розрахунку ППП.....	37
6. Порядок проєктного розрахунків КПП.....	38
7. Розрахунки поліклинових пасів.....	38
8. Зубчасті паси (загальні відомості).....	40
9. Контрольні питання	41
Лекція 6. Зубчасті передачі	42
1. Загальні відомості	42
2. Геометрія й кінематика евольвентних зачеплень	43
3. Види руйнування зубів	45
4. Проєктний і перевірочний розрахунки зубчастих передач	47
5. Контрольні питання	47
Лекція 7. Розрахунок зубів зубчастих коліс.....	48
1. Розрахунок зубів зубчастих коліс на контактну міцність.....	48
2. Допустимі контактні напруження	49
3. Розрахунок на згин.....	50
4. Допустимі напруження згину	52
5. Контрольні питання	53
Лекція 8. Специфічні розрахунки зубчастих коліс.....	54
1. Розрахунки зубів на короткочасні перевантаження	54

2.	Особливості розрахунків на міцність косозубих і шевронних коліс...	55
3.	Особливості розрахунків конічної передачі.....	56
4.	Контрольні питання	58
Лекція 9: Редуктори		59
1.	Основні типи редукторів з конічними й циліндричними колесами	59
2.	Матеріали, що застосовуються для виготовлення зубчастих коліс.....	62
3.	Змащення зачеплення в редукторі.....	63
4.	Розподіл загального передатного числа в редукторах	63
5.	Контрольні питання	64
Лекція 10. Черв'ячні передачі (ЧП)		65
1.	Загальні відомості	65
2.	Матеріали черв'яків і коліс.....	66
3.	Розрахунки черв'ячної передачі на міцність	67
4.	Розрахунки черв'ячної передачі на нагрівання	69
5.	Контрольні питання	70
Лекція 11. Вали й осі.....		71
1.	Загальні відомості	71
2.	Заходи підвищення витривалості	73
3.	Матеріал і термообробка валів і осей.....	74
4.	Розрахункові схеми валів і осей, критерії розрахунків.....	74
5.	Контрольні питання	75
Лекція 12. Розрахунки валів на міцність		76
1.	Етапи розрахунків вала.....	76
2.	Умовний розрахунок вала на кручення	76
3.	Розрахунок вала за згинаючим еквівалентним моментом.	
Конструювання вала.....		77
4.	Конструювання вала	79
5.	Остаточний розрахунок вала на витривалість	79
6.	Контрольні питання	81
Лекція 13. Розрахунки валів на жорсткість і коливання		82

1. Розрахунки валів на жорсткість.....	82
2. Розрахунки валів на коливання.....	84
3. Контрольні питання	86
Лекція 14. Підшипники кочення.....	87
1. Загальні відомості	87
2. Класифікація підшипників кочення	88
3. Габарити підшипників	89
4. Умовні позначення підшипників кочення	89
5. Основні типи ПК і їх характеристики. Кулькові підшипники	91
6. Контрольні питання	93
Лекція 15. Підшипники кочення.....	94
1. Роликові підшипники.....	94
2. Матеріали в підшипниках кочення	96
3. Розрахунок підшипників на довговічність	96
4. Зведене навантаження й підбір ПК	97
5. Контрольні питання	101
Лекція 16. Підшипники ковзання.....	102
1. Область застосування підшипників ковзання	102
2. Вимоги до підшипників ковзання	103
3. Конструкція й матеріал підшипників ковзання	103
4. Матеріали підшипників ковзання.....	104
5. Розрахунки підшипників ковзання з напівсухим або напіврідинним тертям	104
6. Контрольні питання	106
Лекція 17. З'єднання деталей машин. Різьбові з'єднання.....	107
1. Класифікація з'єднань	107
2. Різьбові з'єднання.....	107
3. Види різьб	109
4. Взаємодія між гвинтом і гайкою	110
5. Розрахунки різьби на міцність	111

6. Контрольні питання	112
Лекція 18. Розрахунки болтів.....	113
1. Загальні відомості	113
2. Болт навантажений осьовою розтягувальною силою.....	113
3. Болт попередньо затягнутий	114
4. Болт, установлений в отвір із зазором, навантажений поперечною силою	115
5. Болт, установлений без зазору, навантажений поперечною силою ..	115
6. Попередньо затягнутий болт із ексцентричною головкою навантажений зовнішньою силою F	117
7. Допустимі напруження	117
8. Контрольні питання	118
Лекція 19. Розрахунки болтів.....	119
1. Попередньо затягнутий болт додатково навантажений зовнішньою розтягуючою силою	119
2. Розрахунок групи болтів	122
3. Контрольні питання	123
Лекція 20. Шпонкові й зубчасті (шліцьові) з'єднання.....	124
1. Загальні відомості	124
2. Ненапружені з'єднання	124
3. Напружені з'єднання	126
4. Матеріали шпонок та допустимі напруження.....	127
5. Зубчасті з'єднання	128
6. Контрольні питання	130
Лекція 21. Зварні з'єднання	132
1. Загальні відомості	132
2. Розрахунки стикових швів	133
3. Розрахунки кутових швів	135
4. Допустимі напруження	137
5. Контрольні питання	137

Лекція 22. Заклепкові з'єднання.....	138
1. Загальні відомості	138
2. Основні типи заклепок і конструкції швів	140
3. Розрахунки заклепкових однорядних з'єднань	141
4. Контрольні питання	143
Лекція 23. З'єднання з натягом	144
1. Загальні відомості	144
2. Циліндричні з'єднання з натягом.....	144
3. Умови взаємної нерухомості деталей циліндричного з'єднання	145
4. Визначення натягу циліндричного з'єднання.....	146
5. Контрольні питання	148
Лекція 24. Муфти	149
1. Загальні відомості	149
2. Класифікація й характеристика муфт	150
3. Жорсткі муфти.....	151
4. Компенсуючі самоустановлювальні муфти	154
5. Пружні муфти	156
6. Контрольні питання	157
Додаткові роз'яснення та матеріали для поглибленої підготовки.....	159
1. Пояснення до визначення ККД та передатного відношення привода, що складається з декількох механізмів.....	159
2. Пояснення до визначення контактних напружень, що виникають у зубчастому зачепленні	161

Лекція 1. Вступ

Зміст:

1. Роль машин у сучасному суспільстві.
2. Місце курсу “Деталі машин” у формуванні сучасного інженера.
3. Загальні відомості про деталі машин.
4. Класифікація деталей машин.
5. Загальні відомості про передачі.
6. Основні причини застосування передач у машинах.
7. Класифікація передач.
8. Основні параметри передач.
9. Література.
10. Контрольні питання.

1. Роль машин у сучасному суспільстві

Матеріальна могутність людини полягає в техніці – у машинах, апаратах і приладах, що виконують досить різноманітну роботу. Сучасні машини забезпечують багаторазове підвищення продуктивності праці людини. У теперішній час будуються гігантські машини-перетворювачі енергії (наприклад, електричні генератори потужністю понад 1,5 млн. кВт), сама ж людина може розвивати потужність (довгостроково) усього близько 0,1 кВт. Створено автомобілі вантажопідйомністю понад 300 т, крани вантажопідйомністю понад 3 тис. т. Реалізовані величезні швидкості руху наземного транспорту (150 – 500 км/ч), літаків до 5000 км/ч. Створені автомати (верстати, лінії, заводи) з мінімальною участю людини. Машинобудування відіграє провідну роль серед інших галузей господарства. У машинобудівній і металообробній промисловості зайнято більше 35% усіх робочих промисловості.

2. Місце курсу «Деталі машин» у формуванні сучасного інженера

Предметом навчальної дисципліни «Деталі машин» є закономірності проектування деталей (вузлів) машин і методи їх розрахунків.

Цільова настанова курсу «Деталі машин» полягає в тому, щоб виходячи із заданих умов роботи деталей машини рекомендувати методи, правила й норми їх проектування, що забезпечують вибір найбільш раціональних матеріалів, форм, розмірів, ступені точності й шорсткості поверхні, а також технічних умов виготовлення.

Для вивчення курсу «Деталі машин» потрібне знання наступних дисциплін: нарисної геометрії й машинобудівного креслення, на базі яких виконуються всі машинобудівні креслення; теоретичної механіки й теорії механізмів і машин, що дають можливість визначати закони руху деталей машин і сили, що діють на ці деталі; опору матеріалів — дисципліни, на основі якої проводяться розрахунки деталей машин на міцність, жорсткість і стійкість; технології металів і технології машинобудування, що дозволяють робити для деталей машин оптимальний вибір матеріалів, форм, ступені точності й шорсткості поверхонь, а також технічних умов виготовлення.

Для проектування деталей машин потрібне знання основ проектування деталей машин, до яких належать: основні критерії працездатності, надійності й розрахунків деталей машин; вибір допустимих напружень і запасів міцності в машинобудуванні; стандартизація деталей машин; машинобудівні матеріали; шорсткість поверхонь деталей машин; допуски й посадки; технологічність деталей машин.

Курс «Деталі машин» завершує цикл загальноінженерних дисциплін у вищих і середніх спеціальних навчальних закладах. Знання цього курсу дозволяє приступити до вивчення циклу спеціальних дисциплін, у яких викладаються основи теорії, розрахунків, конструювання й експлуатації машин відповідного призначення.

3. Загальні відомості про деталі машин

Машини складаються з деталей. Деталі машин – це складові частини машин, кожна з яких виготовлена без застосування складальних операцій. В автомобілі близько 15 тис. деталей. Є машини, що складаються більш ніж з 1 млн. деталей.

Курс «Деталі машин» охоплює також сукупності працюючих деталей, що представляють собою конструктивно відособлені одиниці – вузли або складальні

одиниці. Наприклад, редуктори, коробки передач, муфти, підшипники у власних корпусах і т.п.

Нерухомі й взаємно нерухомі скріплені між собою деталі називають *ланками* (ТММ). Виконання ланок не з однієї, а з декількох з'єднаних між собою деталей забезпечує можливість:

- а) виготовлення деталей з різних матеріалів (корпус – чавун, вкладиш – бронза);
- б) зручної заміни швидкозношуваних деталей;
- в) складання й полегшення складання;
- г) полегшення виготовлення через спрощення їх форми й зменшення розмірів;
- д) більшої нормалізації, стандартизації й централізованого виготовлення деталей.

Більшість типів деталей машин є загальними для всіх машин. Вони і вивчаються в курсі «Деталі машин».

4. Класифікація деталей машин

Більшість типів деталей є загальними для всіх машин, це робить доцільним вивчення їх у самостійному курсі «Деталі машин». Лише деякі деталі можуть вважатися специфічними для машин різного призначення.

Розглянемо найбільш загальну класифікацію деталей машин.

1. Сполучні деталі й з'єднання.

- а) Нероз'ємні з'єднання – зварювання, пайка, клепка, спресовка;
- б) Рознімні з'єднання – гвинтові, шпонкові, клинові, шлицьові (зубчасті) і т.п.

2. Передачі.

- а) Зачепленням (зубчасті, черв'ячні, ланцюгові, зубчасто-пасові);
- б) Тертям (пасові, фрикційні).

3. Деталі, що обслуговують обертовий рух у машинах.

- а) Вали – передають крутні моменти й підтримують деталі;
- б) Осі – підтримують обертові деталі;
- в) Муфти:

- постійні (не допускають роз'єднання валів у роботі);
- зчіпні (допускають роз'єднання валів у роботі);

г) Підшипники:

- ковзання;
- кочення.

4. Станини й корпусні деталі.

5. Важільні й кулачкові механізми – перетворюють види руху. Найпоширеніший механізм – кривошипно-повзунний механізм (КПМ).

Деталі КПМ (і інших важільних механізмів) – кривошипи, шатуни, коромисла, призми, куліси, повзуни.

Деталі кулачкових механізмів – кулачки, ексцентрики, ролики.

6. Пружини, ресори і інші пружні елементи. Здійснюють захист від ударів і вібрацій, акумулюють енергію, здійснюють зворотний хід, створюють притиск деталей.

7. Маховики, маятники, вантажі, баби, шаботи – для підвищення рівномірності руху, зрівноважування мас, для накопичення енергії і т.д.

8. Захисні й змащувальні пристрої.

9. Деталі й механізми керування.

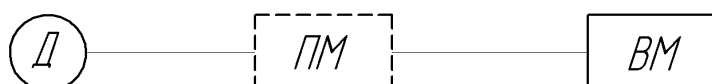
10. Специфічні деталі (циліндри, поршні, клапани, колеса, лопатки турбін, ротори, статори електричних машин і т.д.).

У курсі ДМ вивчаються тільки деталі з п.п. 1-4.

5. Загальні відомості про передачі

Машиною називають пристрій, що служить для перетворення одного виду енергії в інший.

Більшість існуючих машин складаються з наступних основних частин:



де Д – двигун;

ПМ – передавальний механізм;

ВМ – виконавчий механізм.

Передачею називається пристрій для передачі енергії на відстань. Залежно від способу здійснення передачі енергії розрізняють механічні, електричні, пневматичні й гідравлічні передачі.

У курсі «Деталі машин» вивчають лише механічні передачі, які прийнято називати просто передачами. Гідравлічні, пневматичні й електричні передачі розглядаються у відповідних спецкурсах.

Механічними передачами називають механізми, що служать для передачі механічної енергії на відстань, як правило, з перетворенням швидкостей і моментів, іноді з перетворенням видів і законів руху.

6. Основні причини застосування передач у машинах

До основних причин належать наступні:

- необхідні швидкості руху робочих органів машини, як правило, не збігаються з оптимальними швидкостями двигуна. Вони звичайно значно нижче. Існує тенденція до підвищення швидкостей обертання вала двигуна у зв'язку з підвищенням потужності приводів;
- якщо є необхідність регулювання швидкості й моменту. Процес зниження швидкості обертання називають редукуванням, а сам передавальний механізм – редуктором. Процес підвищення швидкості обертання називають мультиплікацією, а механізм – мультиплікатором;
 - перетворення обертового руху в поступальний;
 - можливість приводу декількох механізмів від одного двигуна.

7. Класифікація передач

Передачі за принципом роботи розділяють на:

- передачі зачепленням з безпосереднім контактом (зубчасті й черв'ячні) і із гнучким зв'язком (ланцюгові);
- передачі тертям з безпосереднім контактом тіл кочення (фрикційні) і із гнучким зв'язком (пасові).

Залежно від призначення передачі виконують із постійним або зі змінним (регульованим) передатним відношенням: ступінчастим або безступінчастим.

Ступінчасте регулювання дешевше й здійснюється більш простими й надійними механізмами.

Безступінчасте регулювання дозволяє вибирати оптимальний режим процесу. Легко автоматизується, але більш складне й менш надійне.

8. Основні параметри передач

а) Окружна швидкість V

$$V = \frac{\omega \cdot d}{2}.$$

б) Окружна сила F_t пов'язана із крутним моментом T , що передається тілом обертання, залежністю

$$F_t = \frac{2T}{d}.$$

Умовимося позначати для ведучого й веденого тіл обертання (зубчастих коліс, шківів, зірочок і т.п.) відповідно передавані потужності P_1 і P_2 , передавані крутні моменти T_1 і T_2 , кутові швидкості ω_1 і ω_2 і частоти обертання n_1 і n_2 .

в) Коефіцієнт корисної дії передачі

$$\eta = \frac{P_2}{P_1}.$$

г) Передатним відношенням називають відношення кутових швидкостей ведучого й веденого тіл обертання

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2}.$$

Враховуючи, що $T = P/\omega$, одержимо

$$T_1 = \frac{P_1}{\omega_1}; \quad T_2 = \frac{P_2}{\omega_2},$$

а отже

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{T_2}{T_1 \eta}.$$

д) Коефіцієнт корисної дії η і передатне відношення u привода, що складається з декількох послідовно з'єднаних передач (додаткові пояснення див. у додатку д.1) визначаються наступним чином:

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \dots \cdot \eta_i,$$

тобто коефіцієнт корисної дії привода, що складається з декількох послідовно з'єднаних передач, дорівнює добутку коефіцієнтів корисної дії всіх його передач;

$$u = u_1 \cdot u_2 \cdot \dots \cdot u_i,$$

тобто передатне відношення привода, що складається з декількох послідовно з'єднаних передач, дорівнює добутку передатних відношень усіх його передач.

9. Контрольні питання

1. Що вивчається в курсі «Деталі машин»?
2. На які дисципліни опирається курс «Деталі машин» і для вивчення яких дисциплін він є опорним?
3. Що називається ланкою механізму ?
4. Які переваги виготовлення ланки з декількох деталей?
5. Які деталі обслуговують обертовий рух у машинах?
6. Що називається машиною?
7. Дайте визначення поняттям “редукування” і “мультиплікування”.
8. Класифікація передач.
9. Що називається ККД?
10. Що називається передатним відношенням?
11. Яке призначення передач?
12. Як визначити ККД привода?
13. Як визначити передатне відношення привода?

Лекція 2. Критерії працездатності деталей машин

Зміст:

1. Працездатність деталей машин.
2. Міцність.
3. Жорсткість.
4. Зносостійкість.
5. Теплостійкість.
6. Вібростійкість.
7. Надійність і економічність.
8. Контрольні питання.

1. Працездатність деталей машин

Працездатність відповідно до ДСТУ 2860-94 «Надійність техніки. Терміни та визначення» – стан об'єкта, який характеризується його здатністю виконувати усі потрібні функції.

Основними критеріями працездатності деталей машин є:

- ✓ Міцність;
- ✓ Жорсткість;
- ✓ Зносостійкість;
- ✓ Теплостійкість;
- ✓ Вібростійкість.

Розрахунки ведуть за одним або декількома критеріям роботоздатності. Розглянемо ці критерії детальніше.

2. Міцність

Міцність – найважливіший критерій роботоздатності деталей машин.

1. Рівняння міцності при розрахунках ДМ.
 - а) *Згин*

$$\sigma_{32} = \frac{M}{W} \leq [\sigma_{32}],$$

де $[\sigma_{32}]$ – допустимі напруження згину, Па;

M – згинальний момент, Нм, (у небезпечному перерізі);

W – осьовий момент опору небезпечного перерізу, м³.

б) Кручення

$$\tau_{кр} = \frac{T}{W_p} \leq [\tau_{кр}],$$

де T – крутний момент, Нм;

W_p – полярний момент опору, м³;

$[\tau_{кр}]$ – допустимі напруження кручення, Па.

в) Розтягання (стиск)

$$\sigma_p = \frac{F}{A} \leq [\sigma_p],$$

де F – сила перпендикулярна до перетину, Н;

A – площа перетину, м².

г) Контактні напруження при лінійному контакті обчислюються за формулою Герца

$$\sigma_n = 0,418 \sqrt{\frac{q \cdot E_{3\phi}}{\rho_{3\phi}}} \leq [\sigma_n].$$

Тут $E_{3\phi}$ – зведений модуль пружності, Па;

$$E_{3\phi} = \frac{2E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2},$$

де E_1, E_2 – модулі пружності матеріалів контактуючих тіл 1 і 2, Па;

$\rho_{3\phi}$ – зведений радіус кривизни, мм

$$\frac{1}{\rho_{3\phi}} = \frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2},$$

де ρ_1, ρ_2 – радіуси кривизни в точці контакту тіл 1 і 2 відповідно,

q – питоме навантаження за довжиною контакту, Н/м.

$[\sigma_n]$ – допустимі контактні напруження, Па.

д) При складному деформованому стані, наприклад, при одночасному згині та крученні, виникають нормальні напруження σ разом із дотичними τ . Розрахунки ведуть за *еквівалентними напруженнями*

$$\sigma_{ек} = \sqrt{\sigma^2 + \tau^2}.$$

е) При сталих режимах змінних напружень розраховують необхідний *запас міцності* відносно границі витривалості:

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{\varepsilon} \cdot \sigma_v + \psi_\sigma \sigma_m} \geq [S_\sigma] \text{ – при розтяганні, стиску, згині};$$

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_\tau}{\varepsilon} \cdot \tau_v + \psi_\tau \tau_m} \geq [S_\tau] \text{ – при крученні};$$

де σ_m, τ_m – постійні складові напружень;

σ_v, τ_v – змінні складові напружень;

σ_{-1}, τ_{-1} – границі витривалості матеріалу при симетричному знакозмінному циклі;

K_σ, K_τ – ефективні коефіцієнти концентрації напружень;

ψ_τ – масштабний фактор.

з) При спільній дії згину й кручення *загальний запас міцності* при змінних навантаженнях визначають за співвідношенням

$$S = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} \geq [S].$$

3. Жорсткість

Жорсткість – це здатність деталі чинити опір зміні її форми під дією сил. Іноді цей критерій є головним. Деталь в цьому випадку може мати дуже великий (надлишковий) запас міцності.

Наприклад, розрахункам на жорсткість підлягає вал черв'яка черв'ячної передачі. Недостатня його жорсткість може призвести до порушення зачеплення передачі й до швидкого зношування черв'ячної пари.

На жорсткість розраховують станини металорізальних верстатів, що забезпечує необхідну їх точність.

Значення критерію останнім часом усе зростає, оскільки деталі виготовляються більш ажурними й легшими за рахунок підвищення їх міцнісних характеристик, але модуль пружності матеріалу при цьому збільшується зовсім незначно (або навіть не підвищується зовсім).

4. Зносостійкість

Зношування призводить до втрати точності, до зниження ККД, до зниження міцності, до зростання шуму, до поломок деталей внаслідок стирання. Зношування розрізняють:

- механічне;
- молекулярно-механічне;
- корозійно-механічне.

Заходи боротьби зі зношуванням деталей машин: підвищення зносостійкості поверхонь, що зношуються; збільшення товщини мастильного шару; поліпшення фізико-хімічних властивостей мастильного матеріалу й т.п.

5. Теплостійкість

Теплостійкість – здатність зберігати міцність і інші властивості працездатності при високих температурах.

Робота деяких машин супроводжується тепловиділенням, яке викликається тертям. Надмірне тепловиділення може призвести до наступних негативних наслідків:

- зниження механічних властивостей матеріалу;
- зниження захисної здатності масляного шару;
- погіршення властивостей поверхонь тертя;
- порушення технологічних зазорів, внаслідок теплового розширення матеріалів і т.д.

При розрахунках зіставляють дійсне підвищення температури механізму із припустимим.

6. Вібростійкість

Вібростійкість – здатність конструкцій працювати в потрібному діапазоні режимів без неприпустимих коливань.

Вібрація деталей погіршує якість роботи машини, породжує шум і може викликати їх руйнування у випадку резонансних коливань.

7. Надійність і економічність

Надійність – властивість виробів виконувати свої функції протягом заданого терміну служби.

Економічність – мінімізація вартості виготовлення деталі при збереженні всіх інших необхідних критеріїв працездатності.

Необхідно застосовувати найбільш придатні для відповідної деталі матеріали з урахуванням їх вартості й дефіцитності, а також розраховувати деталі з раціональними коефіцієнтами безпеки.

8. Контрольні питання

1. Яким вимогам повинні задовольняти деталі машин?
2. Як визначити напруження при нормальних деформаціях?
3. Як визначити напруження при дотичних деформаціях?
4. Як визначити напруження при контактних деформаціях?
5. Що таке жорсткість?
6. Що таке теплостійкість?
7. Які заходи боротьби зі зношуванням деталей машин?
8. Що називається надійністю й економічністю?

Лекція 3. Пасові передачі (ПП)

Зміст:

1. Загальні відомості.
2. Переваги й недоліки пасових передач.
3. Розташування валів пасових передач.
4. Плоскі приводні паси.
5. Клинові паси.
6. Поліклинові й круглі паси.
7. Контрольні питання.

1. Загальні відомості

ПП використовуються:

- а) для приводу від електричного двигуна невеликої й середньої потужності;
- б) для приводу від невеликих ДВС генераторів, с/г і інших машин.

Паси бувають:

- плоскі;
- клинові;
- поліклинові;
- круглі;
- зубчасті.

Плоскі й клинові паси найбільш широко поширені (плоскі – як найпростіші, а клинові – через їх підвищену тягову здатність). Круглі паси застосовуються для передачі малих потужностей (у приладах, побутових машинах та ін.). Навантажувальна здатність плоских пасів варіюється вибором перетину (товщини δ і ширини B пасу), а в клинових – вибором перетину пасу і їх кількостю.

2. Переваги й недоліки ПП

Переваги передач:

- можливість передачі руху на середні відстані;
- плавність і безшумність роботи (зм'якшення поштовхів);

- граничність навантаження, при перевищенні якого відбувається буксування;
- робота з великими швидкостями;
- простота пристрою й легкість догляду за передачею.

Недоліки передач:

- значні габарити (у кілька разів більші, ніж у зубчастої передачі);
- пружне ковзання пасу, яке призводить до мінливості передатного відношення;
- наявність додаткових сил, що діють на вали й опори через необхідність попереднього натягу пасів;
- при малих міжосьових відстанях необхідно застосовувати натяжний пристрій;
- необхідність запобігання потраплянню горючо-мастильних матеріалів;
- мала довговічність ременів швидкохідних передач.

Оскільки ПП – це передача тертям, то необхідно забезпечити *попередній натяг пасу*. Цього можна досягти:

- переміщенням одного зі шківів;
- за допомогою натяжного ролика (рис. 3.1) з перестановкою або з вантажем (пружиною) – автоматичний натяг;
- перешиванням пасу – стягуючою здатністю (для плоских пасів);
- автоматичним пристроєм, що забезпечує натяг зі збільшенням передаваного моменту сил.

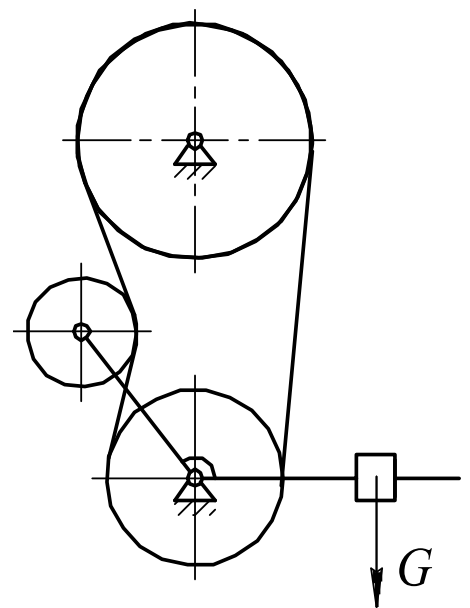


Рис. 3.1. Схема РП із натяжним роликом

3. Розташування валів ПП

При *пасовій передачі* (рис. 3.2) осі валів повинні бути паралельні, обертання валів здійснюється в один і той самий бік. Ведених валів може бути декілька (привод компресора й генератора на автомобілях ЗІЛ та МАЗ).

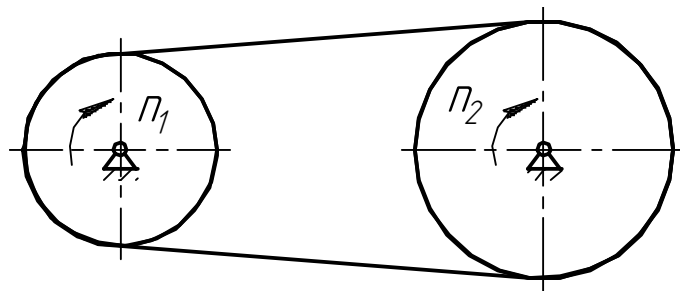


Рис. 3.2. Схема пасової передачі

Перехресні й напівперехресні передачі частіше зустрічаються при круглих пасах.

4. Плоскі приводні паси

Вимоги до пасу:

- міцність при змінних напруженнях і зносостійкість;
- достатній коефіцієнт тертя зі шківами;
- невисока згинальна жорсткість пасу.

За *матеріалом і конструкцією розрізняють* кілька типів пасів: прогумовані, тканинні, шкіряні, бавовняні.

Прогумовані паси найпоширеніші. Існує три основні типи – А, Б, В.

≡≡≡≡≡ Тип А – кілька шарів крупноплетеної х/б тканини (бельтингу), між якими знаходяться прошарки з вулканізованої гуми (для гнучкості), країки покривають вологостійкою речовиною.

▭▭▭▭▭ Тип Б – пошарово згорнуті, центральна прокладка з бельтингу. Ці паси виготовляють як з гумовими прокладками, так і без.

▭▭▭▭▭ Тип В – виготовляють із одного згорнутого шматка бельтингу.

Ширина плоских пасів 20...120 мм, число шарів 2...9, товщина шару 1,25...2 мм, допустима швидкість для різних типів пасів А – 30 м/с, Б – 20 м/с, В – 15 м/с.

Шкіряні паси виготовляють із окремих цілих смуг шкіри шляхом їхнього склеювання спеціальним клеєм. Ширина пасу – 20...300 мм, товщина $S=3...10$ мм. Призначені для передачі малих і середніх потужностей. Мають гарну тягову здат-

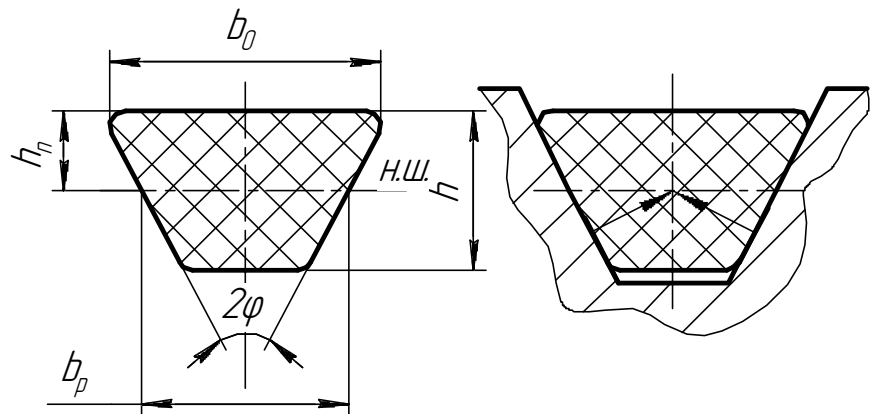
ність, міцні, надійні, довговічні, але дорогі. Не використовуються у сирих, лужних приміщеннях.

Бавовняні паси виготовляють із х/б пряжі, з'єднаної в кілька переплетених між собою шарів, мають ширину 30...250 мм, товщину $S=4,5...9,0$ мм, просочені бітумом. Найдешевші, але через малу навантажувальну здатність їх застосовують лише при малих потужностях і швидкостях до 25 м/с.

Вовняні, шовкові паси використовують для швидкохідних передач зі швидкостями до 30 м/с, а *поліамідні* зі швидкістю до 100 м/с.

5. Клинові паси

Мають трапецієподібний перетин з бічними робочими сторонами. Глибина канавок шківа повинна забезпечувати проміжок між пасом та шківом на дні канавки.



Мають підвищену тягову здатність, оскільки ма-

ють великий зведений коефіцієнт тертя $f' = \frac{f}{\sin \varphi}$.

Застосовуються при швидкостях до 25-30 м/с.

Рис. 3.3. Перетин клинового пасу й схема діючих сил

Клинові паси для приводів загального призначення виготовляють двох конструкцій: кордтканинні (рис. 3.4.а) і кордшнурові (рис. 3.4.б). Елементи ременів:

- 1 – гумовий шар розтягання;
- 2 – гумовий шар стиску;
- 3 – кілька шарів обгорткової прогумованої тканини;
- 4 – кілька шарів прогумованої текстильної кордткани;
- 5 – один шар кордшнура.

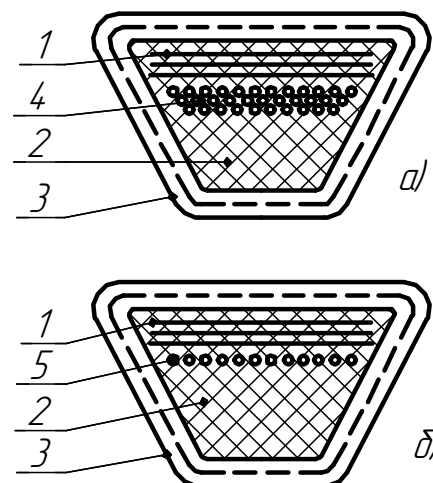


Рис. 3.4. Клинові паси

Відповідно до стандартів паси виготовляють семи різних розмірів перетинів: О, А, Б, В, Г, Д, Е. Для кожного типу у довідкових матеріалах вказані розміри перетину, діапазон довжин, мінімальний діаметр шківів.

Паси підрозділяються за шириною на:

- вузькі ($b_0 / h = 1,2$)
- нормальні ($b_0 / h = 1,6$);
- широкі ($b_0 / h = 2,5 \dots 3,5$). Використовуються для варіаторів.

Основне поширення в машинобудуванні одержали нормальні паси.

6. Поліклинові й круглі паси

Поліклиновий пас поєднує переваги плоских пасів (монолітність і гнучкість) і клинових (високу несучу здатність).

Несучий шар пасів виконують у вигляді кордшнура з віскози.

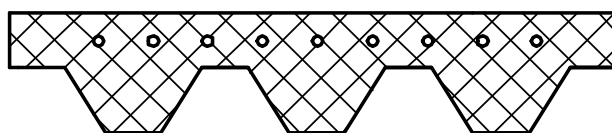


Рис. 3.5. Поліклиновий пас

Типи перетинів: К, Л, М. Застосовуються при швидкостях до 40 м/с. При передачі тієї ж потужності, що і клинові паси, мають менші габарити.

Круглі паси бувають гумові, шкіряні, капронові, бавовняні, прогумовані. Діаметр пасів 3-12 мм. Профіль канавок – напівкруглий або трапецієподібний з кутом $2\varphi=40^\circ$.

7. Контрольні питання

1. Класифікація пасів.
2. Переваги ПП.
3. Недоліки ПП.
4. З яких матеріалів виготовляють плоскі паси?
5. Яка ПП має найбільшу тягову здатність?
6. Які бувають клинові паси?
7. Чим відрізняються типи перетинів клинових пасів один від одного?
8. З якого матеріалу виготовляються круглі паси?

Лекція 4. Пасові передачі

Зміст:

1. Критерії працездатності й розрахунків пасових передач.
2. Кінематика пасової передачі.
3. Основні геометричні залежності в пасових передачах.
4. Сили й напруження у пасах.
5. Сумарні напруження у пасі.
6. Контрольні питання.

1. Критерії працездатності й розрахунків пасових передач

Основні критерії розрахунків пасових передач:

- тягова здатність або міцність зчеплення пасу зі шківом.
- довговічність пасу.

У теперішній час основним є розрахунок пасових передач за тяговою здатністю. Паси, розраховані за цим критерієм, у звичайних умовах експлуатації забезпечують мінімально необхідну довговічність роботи.

Розрахунки на довговічність перебувають на стадії формування й уточнення.

2. Кінематика пасової передачі

Робота пружного пасу викликає пружне ковзання.

Ведуча й ведена ланки по-різному розтягнуті. При переході ділянок ремня від однієї ділянки до іншої по шківках відбувається зміна їх подовження, а отже – пружне ковзання по шківу.

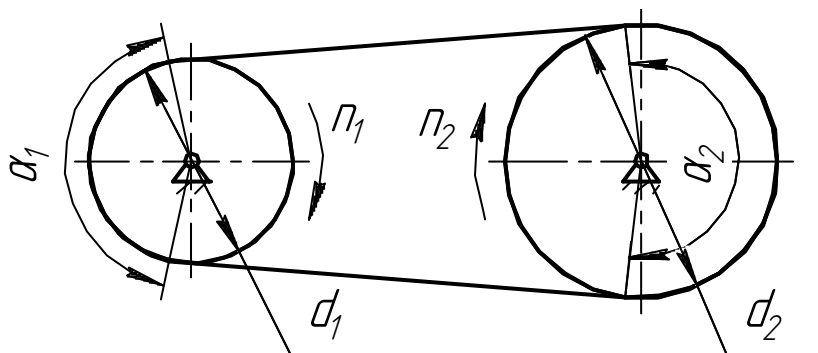


Рис. 4.1. Схема ременної передачі

Ковзання відбувається не по всій дузі обхвату α , а на деякій дузі ковзання $\beta \leq \alpha$. У міру росту навантаження дуга ковзання β росте від 0 до α , після досягнення $\beta = \alpha$ починається буксування.

Окружні швидкості шківів:

$$V_1 = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000}; V_2 = \frac{\pi \cdot d_2 \cdot n_2}{60 \cdot 1000} \quad (d - \text{у мм; } n - \text{у об/хв}).$$

Через неминуче ковзання $V_2 < V_1$, тоді $V_2 = (1 - \xi)V_1$,

де ξ – відносне ковзання (0,01-0,02).

Звідси дійсне передатне відношення пасової передачі

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1(1 - \xi)}.$$

Для розрахунків можуть бути рекомендовані наступні значення відносного ковзання (ξ)

Прогумовані, текстильні паси	– 0,01.
Шкіряні паси	– 0,015.
Кордканинні клинові паси	– 0,02.
Кордшнурові клинові паси	– 0,01.

3. Основні геометричні залежності в ПП

Дано: $d_1, d_2, a(L)$

Знайти: $\varphi, \alpha_1, \alpha_2, L(a)$

1) Визначимо

$$\sin \frac{\varphi}{2} = \frac{\Delta}{a} = \frac{d_2 - d_1}{2a}, \quad \text{звідси}$$

визначимо φ .

Так як часто φ невелике, то можна прийняти

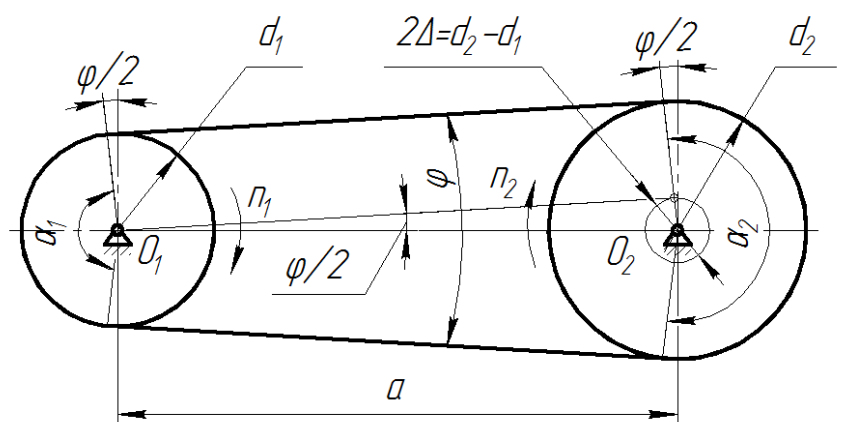


Рис. 4.2. Схема пасової передачі для геометричного розрахунку

$$\frac{\varphi}{2} \approx \frac{\Delta}{a}; \quad \varphi \approx \frac{d_2 - d_1}{a}.$$

2) Визначимо кути обхвату α_1 і α_2

$$\alpha_1 = 180^\circ - \varphi^\circ = 180^\circ - \frac{d_2 - d_1}{a} 57^\circ.$$

Рекомендується для плоскопасових передач $\alpha_1 \geq 150^\circ$

клинопасових передач $\alpha_1 \geq 120^\circ$

$$\alpha_2 = 180^\circ + \varphi^\circ = 180^\circ + \frac{d_2 - d_1}{a} 57^\circ.$$

3) Визначимо довжину пасу

Довжина пасу L дорівнює сумі довжин дуг обхвату на обох шківках плюс дві довжини похилої ділянки.

Після перетворень одержимо

$$L = \pi \frac{d_2 + d_1}{2} + a \left[2 + \left(\frac{d_2 - d_1}{2a} \right)^2 \right].$$

Позначимо

$$\frac{d_1 + d_2}{2} = d_{cp}, \quad \frac{d_2 - d_1}{2} = \Delta,$$

тоді $L = \pi d_{cp} + 2a + \frac{\Delta^2}{a}.$

Розв'язавши це квадратне рівняння відносно a

$$2a^2 + a(\pi d_{cp} - L) + \Delta^2 = 0,$$

$$a^2 + \frac{1}{2}(\pi d_{cp} - L)a + \frac{1}{2}\Delta^2 = 0,$$

одержимо

$$a = \frac{1}{4} \left[(L - \pi d_{cp}) + \sqrt{(L - \pi d_{cp})^2 - 8\Delta^2} \right].$$

Звідси можна знайти a , якщо відоме значення довжини пасу L .

Остаточно міжосьова відстань дорівнює

$$a = \frac{1}{4} \left[\left(L - \pi \frac{d_1 + d_2}{2} \right) + \sqrt{\left(L - \pi \frac{d_1 + d_2}{2} \right)^2 - 2(d_2 - d_1)^2} \right].$$

При розрахунках L і a необхідно оперувати розрахунковими діаметрами шківів по нейтральному шару пасу

$$d_{\text{розр}} = d + \delta.$$

4. Сили й напруження у пасах

Корисне навантаження пасу

$$F_t = \frac{2T}{D_1}.$$

Напруження від окружної сили F_t

$$\sigma = \frac{F_t}{A} = \frac{F_t}{b \cdot \delta}.$$

Початковий натяг F_0 вибирають за σ_0 .

Для плоских прогумованих і х/б пасів $\sigma_0 = 1,8 \div 2,0$ МПа.

Для клинових пасів $\sigma_0 = 1,2 \div 1,6$ МПа.

Тоді $F_0 = \sigma_0 \cdot A$.

Співвідношення між F_1 і F_2 визначається за формулою Ейлера, що виведена для ідеальної нитки (нерозтяжної, невагомої, абсолютно гнучкої).

$$F_1 \leq F_2 \cdot e^{f\alpha}.$$

Очевидно, що

$$F_1 - F_2 = F_t,$$

$$F_1 + F_2 = 2F_0.$$

Тоді

$$F_1 = F_t \frac{e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1},$$

$$F_2 = F_t \frac{1}{e^{f\alpha} - 1}.$$

Напруження у ведучій та веденій ланках

$$\sigma_1 = \frac{F_1}{A}; \quad \sigma_2 = \frac{F_2}{A}.$$

Відцентрова сила викликає відцентрові напруження

$$\sigma_{вц} = \rho \cdot V^2,$$

де ρ – густина матеріалу пасу;

V – швидкість пасу.

При згині пасу товщиною δ на шківі з діаметром D відносні подовження зовнішніх волокон дорівнюють $\varepsilon = \frac{\delta}{d}$, тоді при модулі пружності E

$$\sigma_{зз} = E \cdot \varepsilon = E \frac{\delta}{d}.$$

5. Сумарні напруження у пасі

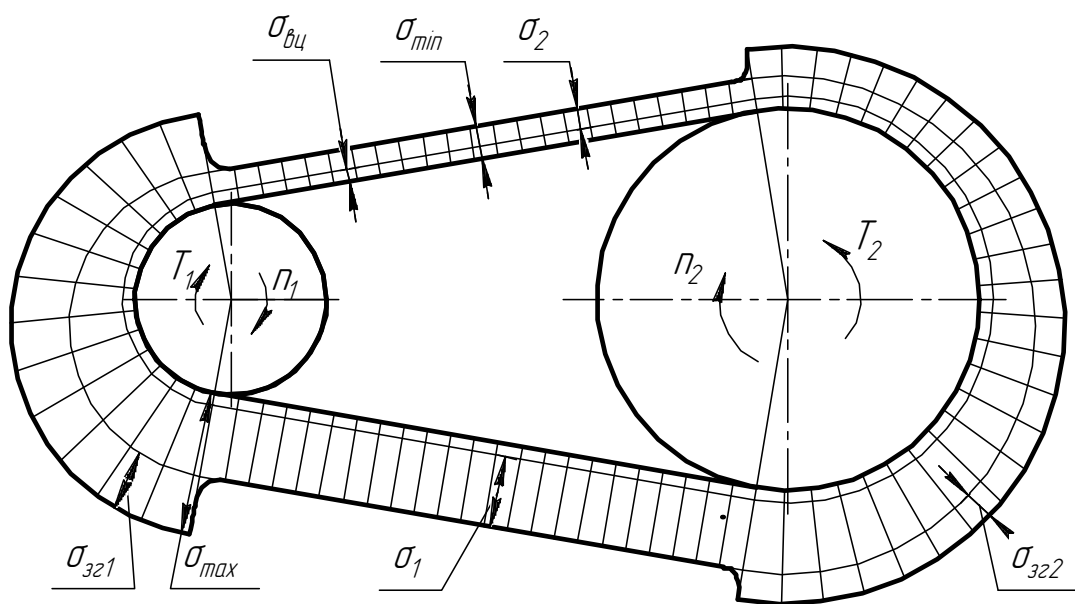


Рис. 4.3. Епюра сумарних напружень у пасі

Мінімальні напруження на веденій ланці

$$\sigma_{\min} = \frac{S_2}{F} + \sigma_{вц}.$$

Максимальні напруження на дузі спокою ведучого малого шківів

$$\sigma_{\max} = \frac{S_1}{F} + \sigma_{3z1} + \sigma_{вц}.$$

6. Контрольні питання

1. Основний критерій роботи здатності ПП.
2. Як визначити передатне відношення ПП?
3. Якими повинні бути мінімальні кути обхвату в ПП?
4. Як визначити міжосьову відстань у ПП?
5. Формула Ейлера.
6. Де виникають максимальні напруження у пасі?
7. Як визначити напруження згину в пасі?

Лекція 5. Розрахунок пасових передач

Зміст:

1. Розрахунок плоскопасових передач за тяговою здатністю.
2. Довговічність пасів.
3. Розрахунки клинопасових передач.
4. Сили, що діють на вали й опори пасових передач.
5. Порядок проектного розрахунку плоскопасової передачі.
6. Порядок проектного розрахунку клинопасової передачі.
7. Розрахунок поліклинових пасів.
8. Зубчасті паси (загальні відомості).
9. Контрольні питання.

1. Розрахунок плоскопасових передач за тяговою здатністю

Розрахунки базуються на кривих ковзання.

Позначення на рис. 5.1:
 φ – коефіцієнт тяги; ξ – відносне ковзання; η – ККД передачі

$$1) \xi = \frac{V_2 - V_1}{V_1} \cdot 100\%$$

$$2) \varphi = \frac{F_t}{F_1 + F_2} = \frac{F_t}{2F_0} = \left(\frac{\sigma}{2\sigma_0} \right).$$

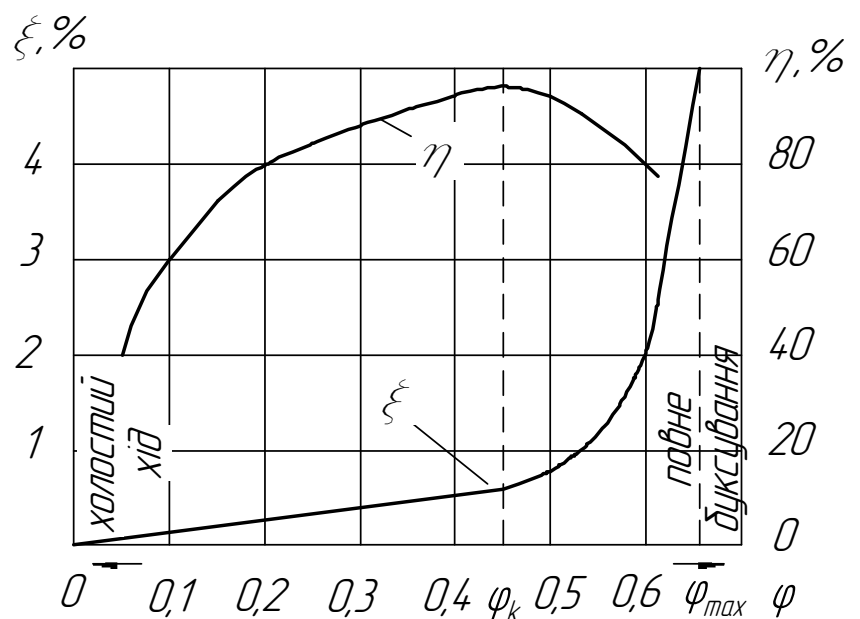


Рис. 5.1. Криві ковзання й ККД

Криві одержують експериментально при $F_0 = const$, і

послідовному збільшенні F_t . До деякого значення $\varphi_{кр}$ (критичний коефіцієнт тяги) ковзання пружне (прямолінійна ділянка ξ). При подальшому рості F_t виникає додаткове проковзування й сумарне ковзання зростає швидше, ніж навантаження.

φ_{\max} – граничне значення коефіцієнта тяги, при якому настає буксування. ККД спочатку росте й при $\varphi_{кр}$ досягає максимуму η_{\max} .

Не варто допускати перехід через значення $\varphi_{кр}$ при роботі ПП, оскільки робота в цій області пов'язана з підвищеним зношуванням пасу ($\varphi_{кр}=0,4-0,6$ для різних типів плоских пасів). Допускаються лише короточасні перевантаження, наприклад, при пуску.

Відношення $\varphi_{\max} / \varphi_{кр}$ – характеризує здатність передач до перевантажень.

Шкіряні й вовняні паси мають $\varphi_{\max} / \varphi_k = 1,35 \div 1,5$.

Бавовняні $\varphi_{\max} / \varphi_k = 1,25 \div 1,4$.

Прогумовані $\varphi_{\max} / \varphi_k = 1,15 \div 1,3$.

Допустиме корисне напруження у пасі $[K]$ встановлюється на основі експериментальних кривих ковзання.

При $\sigma_0 = 1,8$ МПа; $\delta / D = 1/25$; $V = 10$ м/с; $\alpha = 180^\circ$ ($u=1$) допустиме зведене корисне напруження $[K_0]$ дорівнює:

прогумовані ремені $[K_0] = 2,1$ МПа;

шкіряні $[K_0] = 1,7$ МПа;

бавовняні $[K_0] = 1,5$ МПа;

вовняні $[K_0] = 1,2$ МПа.

Експериментально встановлений вплив на $[K]$ таких величин, як δ / d , σ_0 , α , V . Вплив цих параметрів і умов роботи враховують коригувальними коефіцієнтами

$$[K] = [K_0] \cdot C,$$

де $C = C_0 \cdot C_\delta \cdot C_\alpha \cdot C_V$.

Для визначення коефіцієнтів існують рекомендації у вигляді емпіричних формул і таблиць. Коефіцієнт C_0 враховує умови натягу пасу й розташування передачі ($C_0 = 0,8-1,0$); C_δ – вплив відношення δ / d ; C_α – вплив кута обхвату; C_V – вплив швидкості.

За $[K]$ визначаються корисна окружна сила F_t й потужність P , передавана ПП.

$$F_t = \frac{A \cdot [K_0] \cdot C}{K},$$

де K – коефіцієнт динамічності навантаження й режиму роботи ($K=1-1,6$).

$$P = \frac{V \cdot A \cdot [K_0] \cdot C}{K}.$$

У випадку, якщо задані P та V , можна знайти необхідну площу перетину пасу

$$A = \frac{KF_t}{[K_0] \cdot C} = \frac{KP}{V \cdot [K_0] \cdot C}.$$

2. Довговічність пасів

Пас є найменш довговічним елементом пасової передачі, особливо при великих окружних швидкостях.

Експериментальні дані для розрахунків на довговічність ще не накопичені, тому поки обмежуються поправками до розрахунків за тяговою здатністю й перевіркою частоти пробігів ремня в секунду ν

$$\nu = \frac{V}{L} \leq \nu_{\max}.$$

3. Розрахунок клинопасових передач

Розрахунок проводиться за тяговою здатністю подібно розрахункам плоскопасової передачі, тільки не за величиною корисних напружень, а безпосередньо за корисним навантаженням, оскільки кількість профілів перетинів клинових пасів обмежена.

Існують таблиці значень допустимих корисних навантажень P_0 на пас залежно від σ_0 і d_1 для всіх семи типорозмірів перетинів клинових пасів. Ці значення слухні для наступних умов: $V = 10$ м/с, $u = 1$ ($\alpha=180^\circ$). В умовах, відмінних від зазначених, уводять коригувальні коефіцієнти з таблиць

$$C = C_\alpha \cdot C_V.$$

У порівнянні із плоскопасовою передачею коефіцієнти C_0 і C_δ тут не використовуються.

Зі співвідношення

$$P = \frac{z \cdot P_0 \cdot C}{K}$$

одержимо число пасів

$$z = \frac{KP}{CP_0}$$

Рекомендується обирати z не більше 8-12 штук, і лише у виняткових випадках (при точному доборі пасів за довжиною й при жорстких валах) можна обрати $z \leq 20$ штук.

4. Сили, що діють на вали й опори в ПП

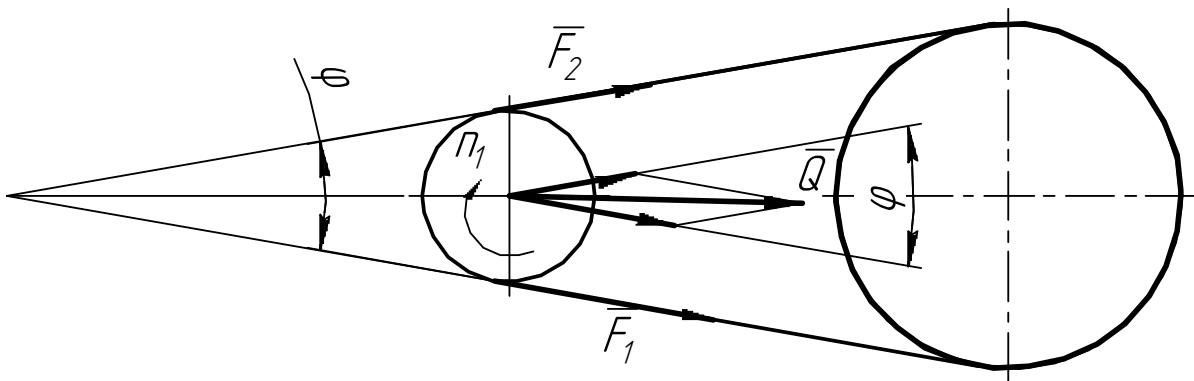


Рис. 5.2. Схема сил, що діють на вали в пасових передачах

Згадані сили необхідно знати для розрахунків шківів, валів, опор.

Відцентрові сили, як правило, не враховують.

$$\text{Якщо } \varphi = 0 (\approx 0) \quad Q = 2F_0 = F_1 + F_2 = 2\sigma_0 A$$

$$\text{Якщо } \varphi \neq 0 \quad Q = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 + 2F_1F_2 \cdot \cos \varphi}$$

5. Порядок проєктного розрахунку ППП

Дано P_1 , n , u .

1. Вибрати тип пасу (за умовами роботи).

2. Визначити діаметри шківів: $d_1 = (1100 \div 1300) \sqrt[3]{\frac{P_1}{n_1}}$.
3. Перевірити швидкість пасу $V = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 1000}$ й скорегувати d_1 ,
 $d_2 = d_1 \cdot u(1 - \xi)$.
4. Вибрати міжосьову відстань a з конструктивних міркувань (за рекомендаціями).
5. Перевірити α_1 .
6. За тяговою здатністю визначити $A_{\text{пасу}} \rightarrow \delta$, $B_{\text{пасу}}$ шляхом послідовних наближень, задаючись відношенням δ / d .
7. Визначити сили, що діють на вали передачі.

6. Порядок проєктного розрахунків КПП

1. Вибрати профіль пасу за таблицею

О – Е
Швидкохідний ← → тихохідний

2. Визначити d_1 за таблицею. Перевірити V і d_2 .
3. Обрати a з конструктивних міркувань. Є рекомендації.
4. L пасу визначити й округлити до найближчого стандартного.
5. Перевірити частоту пробігів пасу, і, якщо треба, то збільшити L або діаметри шківів.
6. Перерахувати a за L .
7. Визначити α_1 .
8. За тяговою здатністю визначити кількість пасів z .
9. Визначити сили, що діють на вали.

7. Розрахунки поліклинових пасів

1. Попередньо обирається перетин пасу (К, Л, М) за таблицею, де ϵ розміри перетину, діапазон довжин, число ребер (від 2 до 50), припустимий d_{\min} і T_1 .

2. d_1 вибирається за рекомендаціями в залежності від перетину пасу.

3. Окружне зусилля, яке може передавати пас із 10 ребрами при $\alpha_{1,2}=180^\circ$, $u = 1$ і L_0 визначається з розрахунку на довговічність за формулою

$$F_{t10} = \frac{C_1}{V^{0.09}} - \frac{C_2}{d_1} - C_3 V^2,$$

де V – швидкість пасу, м/с;

d_1 – діаметр меншого шківів, м;

коефіцієнти C_1 , C_2 , C_3 – обирають за таблицею;

$\frac{C_1}{V^{0.09}}$ – враховує корисне навантаження;

$\frac{C_2}{d_1}$ – враховує згин;

$C_3 V$ – враховує відцентрові сили;

$0.09 = \frac{1}{m}$, де m – показник ступеню кривої втоми ($m \approx 11$).

4. При реальних умовах полікліновий пас може передавати допустиме навантаження, що знаходиться як

$$[F_t]_{10} = \frac{1}{K} \left(F_{t10} \cdot C_\alpha \cdot C_L + \frac{\Delta T}{d_1} \right),$$

де K – коефіцієнт динамічності $K = 1,0 \div 1,6$,

C_α – враховує відмінність кута обхвату від 180° , визначається за таблицею;

C_L – враховує вплив довжини пасу (тобто числа пробігів у секунду), за таблицею;

ΔT – поправка, що враховує вплив згину на меншому шківі, за таблицею.

5. Необхідне число ребер пасу

$$z_p = \frac{10F_t}{[F_t]_{10}}.$$

8. Зубчасті паси (загальні відомості)

Переваги (у порівнянні із ПП):

- малі габарити;
- відсутність ковзання;
- збільшення u до 12 (20);
- високий η ($\eta=0,92-0,98$);
- мала витяжка пасу;
- менші сили на вали й опори;
- можливість передачі потужності до 200 кВт (750).

Несучий шар – сталеві або скловолокнисті тросики. Решта – гума або поліуретановий каучук.

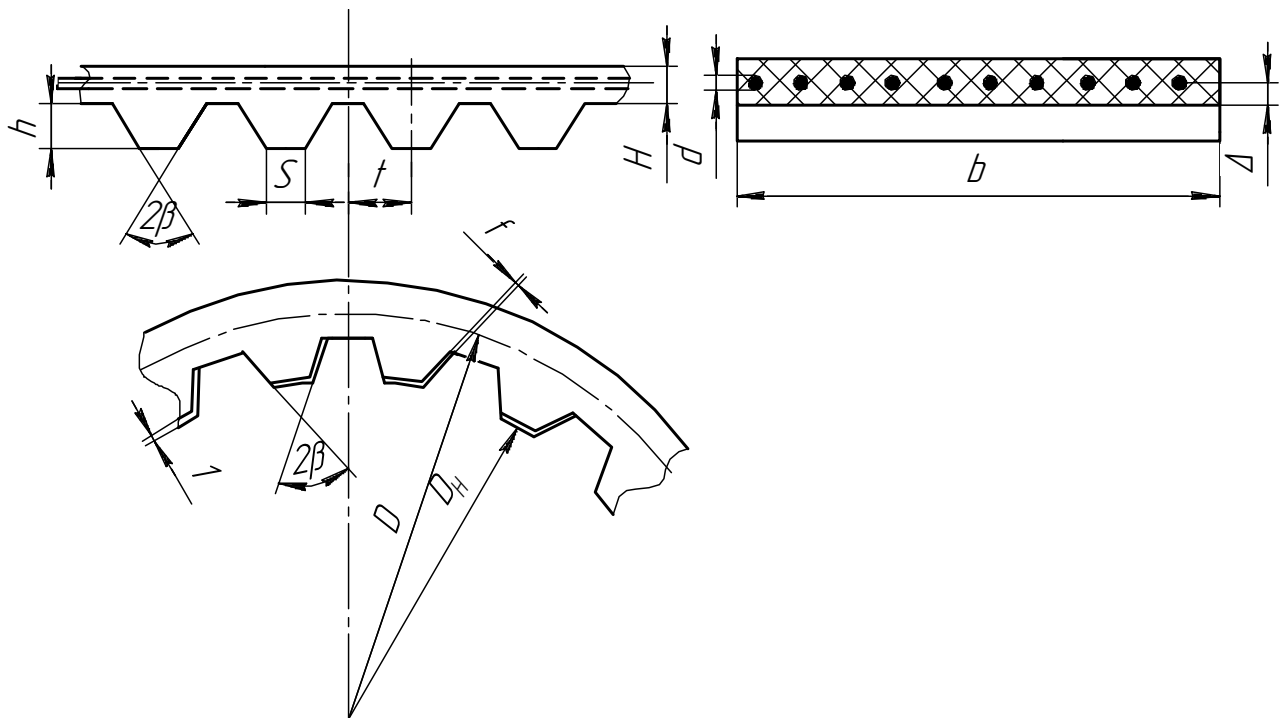


Рис. 5.3. Зубчастий пас

Основний параметр передачі – модуль $m = t / \pi$ (як і в зубчастій передачі). Форма зубів – трапецієподібна або напівкругла.

Параметри передачі:

$$h = 0,6m; S = m; 2\beta = 50^\circ; H = (m + 1) \text{ мм.}$$

D – діаметр ділильної окружності.

9. Контрольні питання

1. Що таке коефіцієнт тяги?
2. Як визначити товщину пасу в ППП?
3. Як визначити число пасів у КПП?
4. Яка сила навантажує опори?
5. Порядок розрахунку ППП.
6. Порядок розрахунку КПП.
7. Як враховуються відцентрові сили при розрахунках ПП?
8. Розрахунки пасів на довговічність.
9. Переваги передач з використанням зубчастих пасів.

Лекція 6. Зубчасті передачі

Зміст:

1. Загальні відомості.
2. Геометрія й кінематика евольвентних зачеплень.
3. Види руйнування зубів.
4. Проектний і перевірочний розрахунки зубчастих передач.
5. Контрольні питання.

1. Загальні відомості

Зубчаста передача призначена для передачі і перетворення руху зі зміною кутових швидкостей і крутних моментів.

Класифікація зубчастих передач за розташуванням валів:

- з паралельними валами (циліндричні зубчасті колеса із прямими, косими й шевронними зубами);
- з валами, що перетинаються (конічні колеса із прямими, круговими, рідше косими зубами);
- з перехресними валами (зубчато-гвинтові й гіпоїдні колеса).

Перетворення обертового руху в поступальний і навпаки здійснюється циліндричним колесом і рейкою.

Зубчасті передачі складають найпоширенішу й найважливішу групу механічних передач. Вони застосовуються в широкому діапазоні областей і умов роботи: від годинників і приладів до найважчих машин з потужністю до декількох десятків тисяч кВт і діаметрами зубчастих коліс понад 10 метрів. Світове виробництво силових зубчастих коліс у день вимірюється у млн. штук.

Переваги зубчастих передач (у порівнянні з іншими механічними передачами):

- а) малі габарити;
- б) високий ККД (одна зубчаста пара має ККД до 0,995);
- в) велика довговічність і надійність;

- г) сталість передатного відношення через відсутність проковзування;
 д) широкий діапазон застосування за T , $V_{окр}$ і u .

Основні недоліки:

1. Гучність у роботі, особливо при високих $V_{окр}$.
2. Неможливість виготовлення безступінчастої зубчастої передачі.

2. Геометрія й кінематика евольвентних зачеплень

Основною кінематичною умовою, якій повинні задовольняти профілі зубів, є сталість миттєвого передатного відношення передач. Цій умові задовольняють багато класів кривих.

Для забезпечення високого ККД, міцності й довговічності профілі повинні забезпечувати малі швидкості ковзання й достатньо великі радіуси кривизни в точках контакту.

Профілі повинні допускати легке виготовлення простим інструментом незалежно від числа зубів коліс.

Усім згаданим умовам найбільш повно відповідає евольвентне зачеплення, тому воно знайшло найширше застосування в машинобудуванні.

Будь-які нормальні евольвентні колеса можуть працювати в парі. Евольвентні зачеплення малочутливі до відхилень міжосьової відстані. Нарізування евольвентного колеса здійснюється

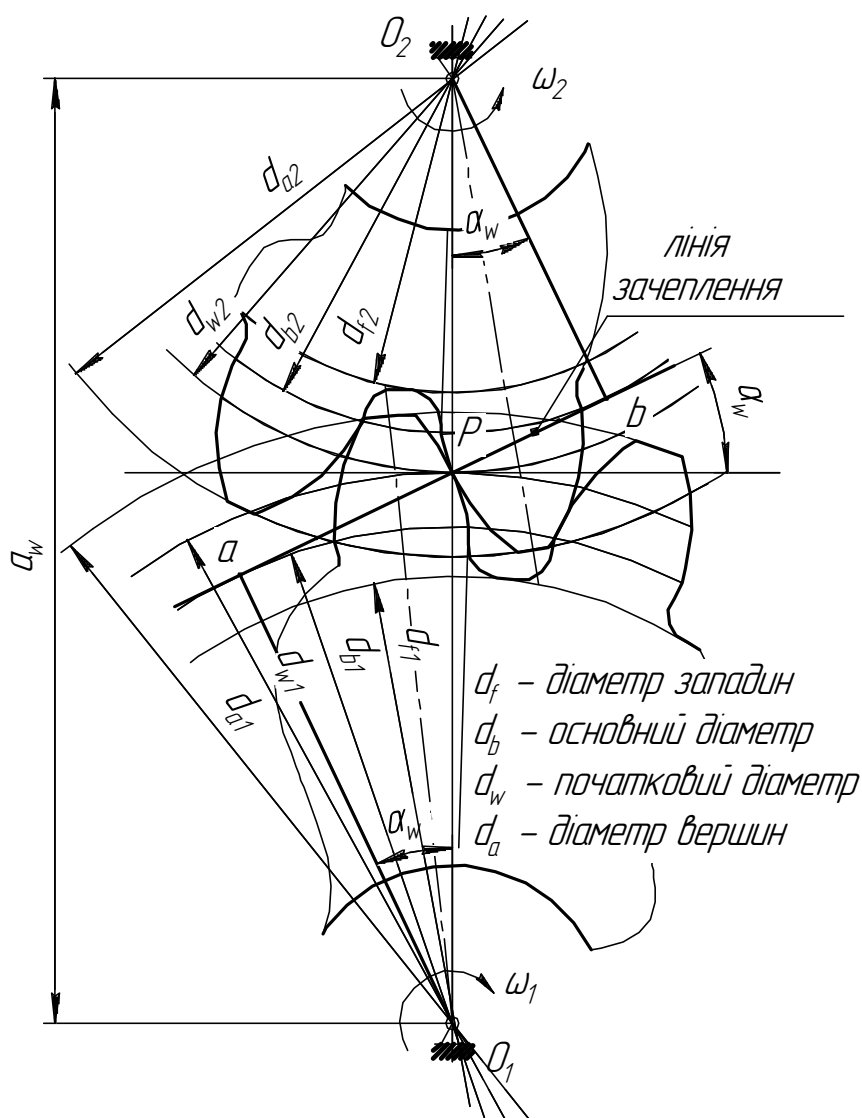


Рис. 6.1. Картина евольвентного зачеплення

простим інструментом, що має прямобічний профіль, зручний для контролю. Допускає так зване корегування або поліпшення профілю зубів простими методами.

Зачеплення зубчастих коліс еквівалентно коченню без ковзання кіл з діаметрами d_{w1} й d_{w2} , що називаються початковими колами коліс.

Діаметр основного кола $d_{b1} = d \cdot \cos \alpha$ ($d_{w1} = d$ для “нульових” коліс).

Елементи зубчастого зачеплення стандартизовані. Основний параметр m – модуль зачеплення

$$m = \frac{p_t}{\pi},$$

де p_t – окружний крок по ділильному колові.

Виходячи з рівності

$$\pi \cdot d = z \cdot p_t,$$

одержимо діаметр ділильного кола

$$d = \frac{p_t}{\pi} z = m \cdot z,$$

Нормальний крок (p_n) – найкоротша відстань по ділильному циліндру між однойменними профілями поверхні суміжних зубів визначається в такий спосіб

$$p_n = p_t \cdot \cos \beta,$$

де β – кут нахилу зубів.

Відповідно $m_n = m_t \cdot \cos \beta$.

При $\alpha = 20^\circ$,

$h_s = 2 \cdot m$ – глибина заходу зубів,

$c = 0,25 \cdot m$ – радіальний зазор,

$h_a = h_a^* \cdot m$, ($h_a^* = 0,6; 0,8; 1,0$) – висота головки зуба,

$h_f = h_f^* \cdot m$, ($h_f^* = 0,8; 1,0; 1,25$) – висота ніжки зуба.

$z_{\min} = 17$ – без підрізу евольвентного профілю зуба. Корегування профілю зубів дає

$z_{\min} = 12-14$ і навіть менше.

Міжосьова відстань a_w стандартизована.

Ширину коліс b обирають за наступними емпіричними співвідношеннями:

$$b = \psi_{ba} \cdot a_w,$$

де ψ_{ba} – коефіцієнт ширини зубчастого колеса за міжосьовою відстанню.

$$b = \psi_{bd} \cdot d_{w1},$$

де ψ_{bd} – коефіцієнт ширини зубчастого колеса за діаметром шестірні ($\psi_{bd} = 0,4-1,6$).

$$b = \psi_{bm} \cdot m,$$

де ψ_{bm} – коефіцієнт ширини зубчастого колеса за модулем ($\psi_{bm} = 6-25$).

3. Види руйнування зубів

Поломка зубів

Найнебезпечніший вид руйнування. Вихід з ладу передачі викликається великими перевантаженнями ударного характеру або статичної дії, багатоцикловою втомою за згином.

Тріщини з'являються біля кореня зубів на стороні розтягнутих волокон.

Для запобігання поломок зуби розраховують на згин. Для відкритих передач – це проєктний розрахунок.

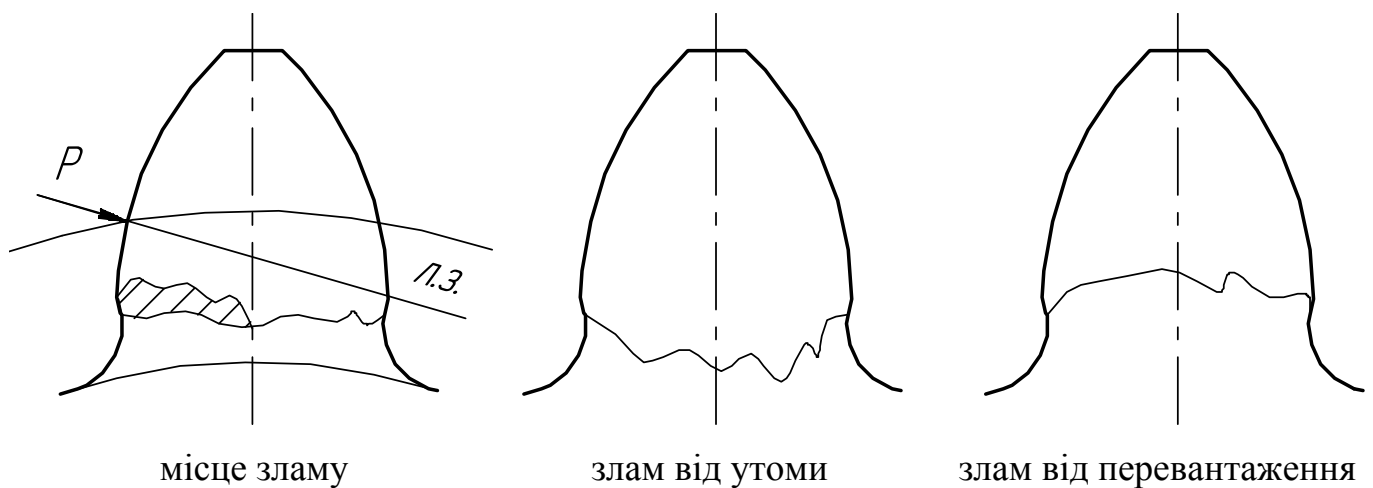


Рис. 6.2. Картина поломки зубів

Утомне викришування поверхневих шарів зубів

Найпоширеніший вид ушкоджень зубів для більшості закритих зубчастих коліс, що добре змащуються й захищені від забруднень. На робочих поверхнях зубів з'являються невеликі заглиблення, які потім ростуть і перетворюються в раковини.

Викришування носить утомний характер. У кожній точці зуба контури напружень змінюються за віднульовим циклом (а в поверхневих шарах навіть за знакозмінним, хоч і не симетричним циклом). Утомні тріщини зароджуються на поверхні, де виникає концентрація напружень. Мастило втискається в мікротріщини й призводить до відшаровування зміцнених шматочків поверхні зубів.

Викришування спостерігається поблизу полюсної лінії з боку ніжки зуба, де спостерігаються менші швидкості профільного ковзання, гірші умови змащення й більші сили тертя. Далі викришування поширюється на ніжку зуба, рідше охоплює й головки зубів. Це пояснюється контактено-гідродинамічною теорією змащення. Тріщини на ніжках спрямовані так, що в них мастило спочатку закріплюється, а потім стискається, сприяючи відшаровуванню. На головках – навпаки.

У відкритих передачах викришування спостерігається дуже рідко. Поверхневі шари стираються раніше, ніж у них з'являються утомні тріщини.

Для запобігання викришування зуби розраховують на поверхневу витривалість за контактними напруженнями. Для закритих передач – це проєктний розрахунок, з якого визначаються розміри передачі.

Абразивне зношування

Це основна причина виходу з ладу відкритих і закритих передач, що працюють в абразивному середовищі – гірських, дорожніх, будівельних машинах, сільгосптехніці, транспорті й деяких інших. Зуби швидкохідних передач із гарними умовами змащення зберігають сліди первинної обробки протягом декількох років експлуатації. Наслідок підвищеного зношування спостерігається гучність, загострення зубів і їх поломка.

Заїдання зубів

Полягає в місцевому міжмолекулярному зчепленні контактуючих поверхонь під дією високого тиску в умовах відсутності мастильної плівки й вириванні часток однієї з поверхонь. Цього виду руйнування зазнають незагартовані зуби, що працюють при високих $V_{окр}$.

Розрахунки на заїдання зубів зводяться до перевірки $t^{\circ}C$ у місцях контакту та подальшого її зіставлення з емпіричними даними для даних матеріалів.

4. Проектний і перевірочний розрахунки зубчастих передач

Доцільно проектний розрахунок виконувати за *більш небезпечними напруженнями*.

У відкритих зубчастих передачах, що працюють без наявності змащувальних матеріалів, щоб уникнути появи подряпин на зубах (абразивного зношування) необхідно застосовувати матеріали, термообробка яких дозволить досягти $HV > 350$. У цьому випадку більш небезпечними стають напруження згину (крихка серцевина), тому проектний розрахунок будемо виконувати за напруженнями згину σ_F (визначимо модуль), а перевірочний – за σ_H .

У закритих передачах доцільно з погляду економії застосовувати матеріали із твердістю $HV < 350$, тоді більш небезпечними напруженнями стають σ_H (невисока поверхнева твердість), а менш небезпечними – σ_F (пружна серцевина). Отже, проектний розрахунок будемо вести за σ_H (отримаємо d_{w1}), а перевірочний – за σ_F .

5. Контрольні питання

1. Класифікація зубчастих передач.
2. Переваги зубчастих передач.
3. Основний параметр зачеплення.
4. Переваги евольвентних профілів.
5. Основні розміри зубчастих коліс.
6. У чому полягає поломка зубів?
7. Що викликає утомне викришування поверхневих шарів зубів?
8. Які передачі найбільш піддані абразивному зношуванню зубів?
9. У чому полягає заїдання зубів?

Лекція 7. Розрахунок зубів зубчастих коліс

Зміст:

1. Розрахунок зубів зубчастих коліс на контактну міцність.
2. Допустимі контактні напруження.
3. Розрахунок на згин.
4. Допустимі напруження згину.
5. Контрольні питання.

1. Розрахунок зубів зубчастих коліс на контактну міцність

У якості вихідної формули для визначення контактних напружень в зубчастому зачепленні використовують формулу Герца для лінійчатого контакту дотичних поверхонь. Методика отримання формули для контактних напружень наведена у додатку 2. Остаточний вираз має вигляд

$$\sigma_H = Z_H Z_M Z_\varepsilon \sqrt{\frac{2 \cdot 10^3 T_1 K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\nu} \cdot (u \pm 1)}{d_{w1}^3 \cdot \psi_{bd}} \cdot \frac{1}{u}} \leq [\sigma_H],$$

де $Z_H = \sqrt{\frac{2 \cos \beta}{\sin 2\alpha_w}}$ – коефіцієнт форми сполучених поверхонь зубів у полюсі зачеплення (для прямозубої передачі $\beta=0$ і $\alpha_w=20^\circ \Rightarrow Z_H=1,76$);

$Z_M = \sqrt{\frac{E_{36}}{\Pi(1-\mu^2)}}$ – коефіцієнт, що характеризує механічні властивості матеріалів

зубів (для сталевих коліс $E_{36} = 2,15 \cdot 10^5$ МПа; $\mu=0,3 \Rightarrow Z_M = 275$ МПа^{1/2});

Z_ε – коефіцієнт сумарної довжини контактних ліній сполучених зубів

($Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4-\varepsilon_\alpha}{3}}$ – для прямозубих; $Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}}$ – для косозубих, де

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

T_1 – крутний момент на ведучому валі;

$K_{H\alpha}$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження між зубами в косозубих передачах (для прямозубого зачеплення $K_{H\alpha}=1$; для косозубого – чим вище швидкість, тим вище $K_{H\alpha}$);

$K_{H\beta}$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження за довжиною контактної лінії в результаті погрішностей у зачепленні або деформації зубів (залежить від схеми передачі й від ширини зубчастого колеса);

$K_{H\nu}$ – коефіцієнт динамічного навантаження (чим вище швидкість, тим вище $K_{H\nu}$; чим вище твердість матеріалу зубів, тим вище $K_{H\nu}$);

$\psi_{bd} = \frac{b_w}{d_{w1}}$ – коефіцієнт ширини зуба, який знаходиться в межах $0,4 \div 1,0$ і задається конструктором при проектуванні (чим вище швидкість, тим менше ψ_{bd}).

У записаному вище виразі питома розрахункова окружна сила ω_{Ht} складає

$$\omega_{Ht} = \frac{2 \cdot 10^3 T_1}{d_{w1}^2 \psi_{bd}} K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\nu}.$$

Виконавши перетворення виразу для перевірного розрахунку одержимо залежність для проектного розрахунку зубів на контактну міцність

$$d_{w1} = \sqrt[3]{(Z_H Z_M Z_\varepsilon)^2 \frac{2 \cdot 10^3 T_1 K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\nu} \cdot (u \pm 1)}{\psi_{bd} [\sigma_H]^2} \cdot \frac{(u \pm 1)}{u}},$$

яка після введення позначень прийме остаточний вигляд

$$d_{w1} = K_d \sqrt{\frac{T_1 K_{H\beta} \cdot (u \pm 1)}{\psi_{bd} [\sigma_H]^2} \cdot \frac{(u \pm 1)}{u}}.$$

Для прямозубих циліндричних передач приймаємо $K_d = 770$, для косозубих передач – $K_d = 675$.

2. Допустимі контактні напруження

Допустимі напруження визначимо за формулою

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{Hlimb}}{S_H} \cdot Z_R \cdot Z_V \cdot K_{HL},$$

де σ_{Hlimb} – межа контактної втоми поверхонь зубів, яка обирається за таблицями залежно від твердості й термообробки;

S_H – коефіцієнт безпеки (при однорідній структурі $S_H=1,1$; при поверхневому зміцненні $S_H=1,2$);

Z_R – коефіцієнт, що враховує шорсткість поверхні (чим вище шорсткість поверхні, тим більше Z_R , лежить у межах $0,9 \div 1$);

Z_v – коефіцієнт, що враховує окружну швидкість у передачі (чим менша швидкість і вище твердість, тим менше Z_v , лежить у межах $1 \div 1,6$). При швидкості менше 5 м/с, приймаємо $Z_v=1$, при наближеному розрахунку можна приймати $Z_R Z_v=1$;

K_{HL} – коефіцієнт довговічності (обираємо за таблицями залежно від співвідношення N_{HE}/N_{HO} і твердості);

N_{HE} – число циклів навантаження передачі, $N_{HE} = 60nt$;

N_{HO} – базове число циклів навантаження.

3. Розрахунок на згин

Розрахунки будемо вести з урахуванням ряду факторів, що впливають на опір утомі зубів при згині й виражені наступними коефіцієнтами:

Y_F – коефіцієнт форми зуба;

Y_ϵ – коефіцієнт перекриття зубів;

Y_β – коефіцієнт, що враховує нахил зуба;

$K_{F\alpha}$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження між зубами;

$K_{F\beta}$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження за довжиною контактної лінії;

K_{Fv} – коефіцієнт динамічного навантаження.

При розрахунках зуба на згин він розглядається як балка жорстко затиснена одним кінцем і навантажена силою F , що прикладена до вершини зуба. Таке положення навантаження найбільш небезпечне, оскільки плече навантаження найбільше (l – максимальне плече дії навантаження).

Сила F діє під кутом при вершині трохи більшим за α , позначимо його α' .

Хоча максимальні напруження виникають на стиснутій (неробочій) стороні зуба, розрахунок на міцність проводиться за напруженнями на робочій стороні, оскільки втомні тріщини й руйнування зубів починаються на розтягнутій стороні.

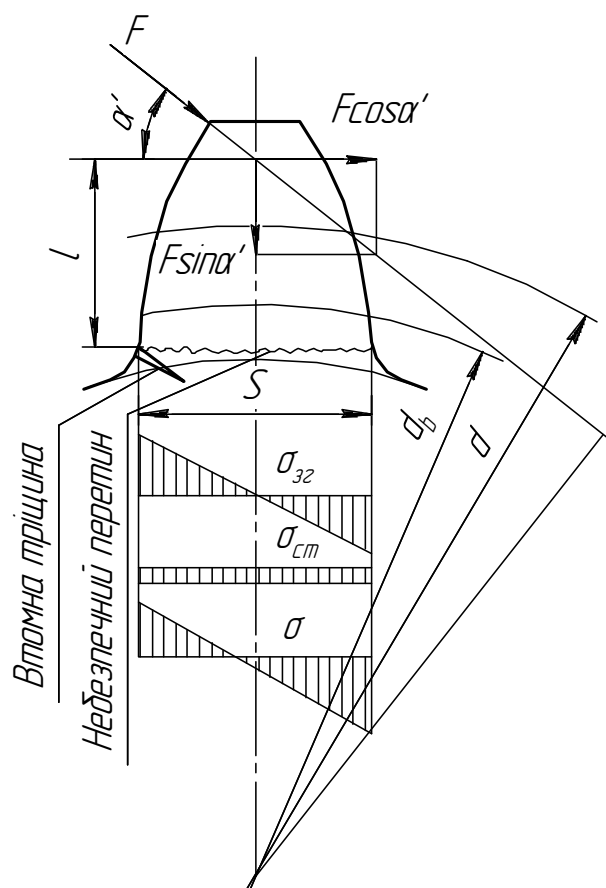


Рис. 7.1. Схема для розрахунків зубів на згин

$$\sigma_F = \sigma_{32} - \sigma_{cm};$$

$$\sigma_F = \left(\frac{6Fl \cos \alpha'}{bS^2} - \frac{F \cdot \sin \alpha'}{bS} \right) K_T,$$

де K_T – коефіцієнт, що враховує концентрацію напружень;

F – сила в зачепленні;

b – ширина зубчастого вінця;

S – товщина зуба в небезпечному перерізі;

l – плече згинаючої зуб сили відносно небезпечного перерізу.

Зробивши перетворення аналогічні розрахункам на контактну міцність, одержимо формулу для перевірного розрахунку зубів на вигин

$$\sigma_F = Y_F Y_\varepsilon Y_\beta \cdot K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv} \cdot \frac{2 \cdot 10^3 T_1}{z_1^2 \psi_{bd} m^3} \leq [\sigma_F].$$

Коефіцієнти $K_{F\alpha}$, $K_{F\beta}$ і K_{Fv} обираються аналогічно коефіцієнтам $K_{H\alpha}$, $K_{H\beta}$ і K_{Hv} . Інші коефіцієнти обираються наступним чином:

Y_F – залежить від зсуву X і числа зубів (для косозубих від еквівалентного числа зубів $z_v = \frac{z}{\cos^3 \beta}$);

Y_ε – для прямозубих передач можна приймати $Y_\varepsilon = 1$;

Y_β – для прямозубих $Y_\beta = 1$, для косозубих $Y_\beta = 1 - \beta / 140$.

З вищенаведеної залежності одержуємо формулу для проєктного розрахунку зубів на вигин

$$m = \sqrt[3]{Y_F Y_\varepsilon Y_\beta K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv} \cdot \frac{2 \cdot 10^3 T_1}{z_1^2 \psi_{bd} \sigma_F}}.$$

4. Допустимі напруження згину

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F \lim b}}{S_F} K_{FC} K_{FL},$$

де $\sigma_{F \lim b}$ – межа витривалості на згин (обираємо за таблицями),

S_F – коефіцієнт безпеки (змінюється в межах $1,7 \div 2,2$),

K_{FC} – коефіцієнт, що враховує реверсивність передачі (для реверсивної $0,7 \div 0,8$),

K_{FL} – коефіцієнт довговічності, що визначається в такий спосіб:

$$K_{FL} = m \sqrt{\frac{N_{FO}}{N_{FE}}}.$$

де m – показник ступеню (якщо $HB < 350 \Rightarrow m=6$; якщо $HB > 350 \Rightarrow m=9$),

N_{FO} – базове число циклів навантаження ($N_{FO} = 4 \cdot 10^8$),

N_{FE} – число циклів навантаження, що визначається залежністю

$$N_{FE} = 60nt,$$

де n – число обертів зубчастого колеса (об/хв),

t – термін служби передачі (годин).

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

5. Контрольні питання

1. Визначення контактних напружень σ_H .
2. Визначення діаметру початкових окружностей d_{w1} .
3. Як визначити допустимі контактні напруження?
4. Які фактори враховують при розрахунках на згин?
5. Яка сторона зуба (робоча або не робоча) є більш небезпечною з погляду згину?
6. Який коефіцієнт найбільш сильно впливає на міцність зубів на згин?
7. Як впливає реверсивність передачі на допустимі напруження?
8. Від чого залежить коефіцієнт довговічності?

Лекція 8. Специфічні розрахунки зубчастих коліс

Зміст:

1. Розрахунок зубів на короточасні перевантаження.
2. Особливості розрахунків на міцність косозубих і шевронних коліс.
3. Особливості розрахунків конічної передачі.
4. Контрольні питання.

1. Розрахунки зубів на короточасні перевантаження

Контактну міцність при короточасних перевантаженнях перевіряємо за формулою

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{\max}}{T_H}} \leq [\sigma_{H \max}],$$

де T_H – номінальний момент, $T_H = T_1$.

T_{\max} – пусковий момент, що діє незначний час.

Співвідношення $\frac{T_{\max}}{T_H} = 1,6 \dots 2,2$ обирається за таблицями з характеристиками

електродвигунів.

Допустимі контактні напруження обираються залежно від термообробки:

- при поліпшенні, нормалізації й об'ємному загартуванні

$$[\sigma_{H \max}] = 2.8 \sigma_T,$$

де σ_T – границя текучості.

- при цементації, загартуванні ТВЧ

$$[\sigma_{H \max}] = 40 HRC.$$

Міцність на згин при короточасних перевантаженнях перевіряємо за формулою

$$\sigma_{F \max} = \frac{T_{\max}}{T_H} \sigma_F \leq [\sigma_{F \max}].$$

Допустимі напруження згину $[\sigma_{F \max}]$ обираємо наступним чином:

якщо $HV < 350$, то $[\sigma_{F \max}] = 0,8\sigma_T$,

а якщо $HV > 350$, то $[\sigma_{F \max}] = 0,6\sigma_B$,

де σ_B – межа міцності при розтягуванні.

2. Особливості розрахунків на міцність косозубих і шевронних коліс

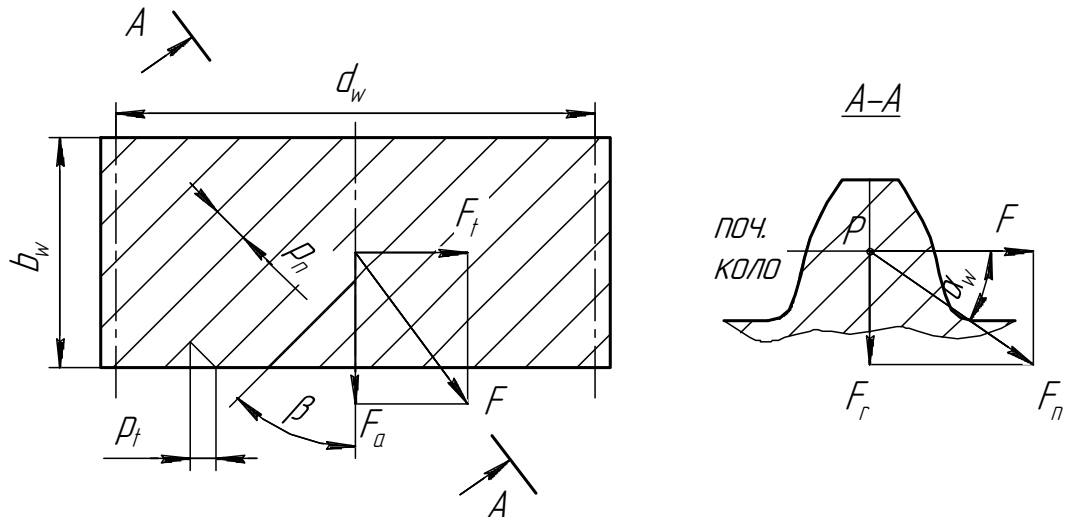


Рис. 8.1. Схема для визначення параметрів косозубих коліс

Визначимо параметри косозубих і шевронних зубчастих коліс.

Сили в зачепленні:

$$F_t = \frac{2T}{d_w}; \quad F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta; \quad F_r = F \cdot \operatorname{tg} \alpha = \frac{F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta};$$

$$F = \frac{F_t}{\cos \beta}; \quad F_n = \frac{F}{\cos \alpha_w} = \frac{F_t}{\cos \alpha_w \cdot \cos \beta}.$$

Зв'язок між модулями

$$m_n = m_t \cos \beta,$$

m_n – приймається згідно стандарту (модуль різального інструменту).

$$\beta_{\text{кос.}} = 8^\circ \div 18^\circ;$$

$$\beta_{\text{шевр.}} = 30^\circ \div 40^\circ.$$

Коефіцієнт перекриття

$$\varepsilon = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta = \frac{AB}{P_t \cdot \cos \alpha_w} + \frac{b_N \cdot \operatorname{tg} \beta}{P_t}.$$

У косозубому зачепленні зуб входить у контакт плавно в одній точці, що значно знижує динамічні навантаження.

Розрахунки на міцність ведуться по еквівалентному колесу.

Радіус еквівалентного колеса

$$\frac{d_v}{2} = \rho_{екв} = \frac{a^2}{b},$$

де $a = \frac{d}{2 \cos \beta}$; $b = \frac{d}{2}$.

Після підстановки

$$\frac{d_v}{2} = \frac{d^2}{d \cdot \cos^2 \beta \cdot 2}; \quad d_v = \frac{d}{\cos^2 \beta};$$

$$m_n \cdot z_v = \frac{m_t \cdot z}{\cos^2 \beta}; \quad m_t = \frac{m_n}{\cos \beta}$$

одержимо

$$z_v = \frac{z}{\cos^3 \beta}.$$

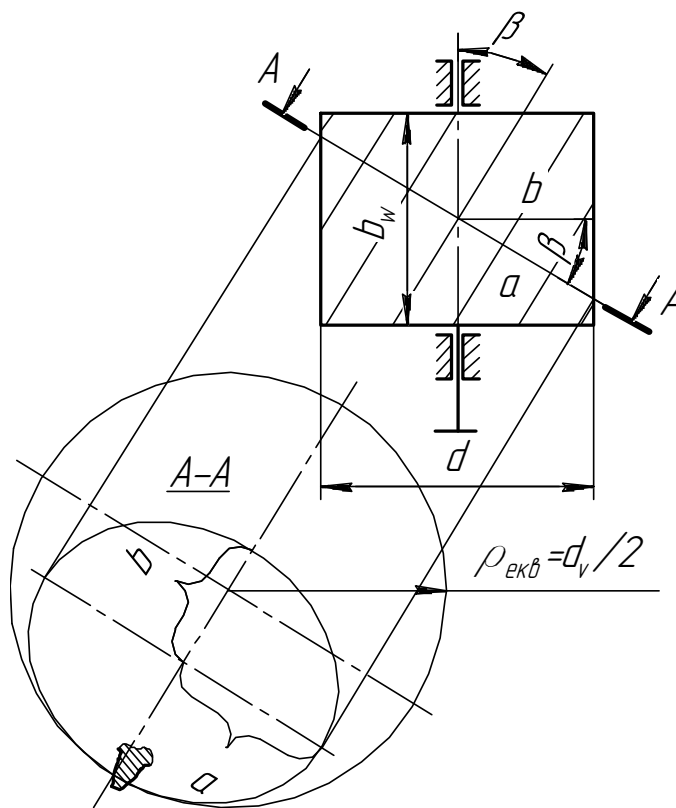


Рис. 8.2. Схема для визначення z_v

Формули для розрахунків на міцність такі ж, як і для розрахунків прямозубих коліс.

3. Особливості розрахунків конічної передачі

Розрахунки на контактну міцність

Дослідним шляхом встановлено, що навантажувальна здатність конічної передачі нижче циліндричної.

Відповідно до цього в розрахункові формули для зубів конічних передач вводять коефіцієнт, що враховує зниження навантажувальної здатності в порівнянні із зубами циліндричних передач, він

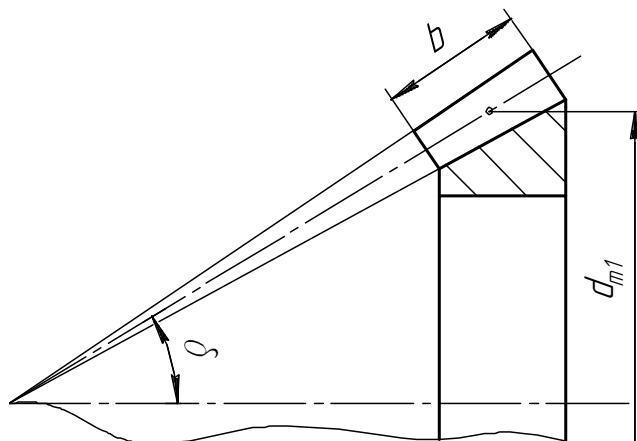


Рис. 8.3. Схема для розрахунку конічних передач

становить 0,85. Площі поперечних перерізів зубів конічного зубчастого колеса й величина питомого навантаження q на зуб пропорційні відстаням від вершини початкового конуса, і тому розрахунки на міцність зубів конічних зубчастих коліс можна робити за будь-яким поперечним перерізом. Прийнято розрахунки зубів конічних зубчастих коліс проводити по середньому перетину, розташованому посередині довжини зубів.

Визначимо зведений радіус кривизни

$$\frac{1}{\rho_{зв}} = \frac{2\sqrt{u^2 + 1}}{d_{wm1} \sin \alpha_w \cdot u},$$

який відрізняється від $\frac{1}{\rho_{зв}}$ циліндричної передачі в $\sqrt{u^2 + 1}$, тоді за аналогією із циліндричною передачею

$$\sigma_H = Z_H Z_M \sqrt{\frac{\omega_{Ht}}{0.85 d_{wm1}} \cdot \frac{\sqrt{u^2 + 1}}{u}} \leq [\sigma_H].$$

Остаточна формула для перевірного розрахунку на контактну міцність *прямих* зубів конічних зубчастих коліс:

$$\sigma_H = Z_H Z_M \sqrt{\frac{2 \cdot 10^3 T_1 K_{H\beta} K_{Hv}}{0.85 d_{wm1}^3 \cdot \psi_{bd}} \cdot \frac{\sqrt{u^2 + 1}}{u}} \leq [\sigma_H].$$

Проектний розрахунок ведеться за формулою

$$d_{wm1} = 770 \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{H\beta}}{0.85 \psi_{bd} [\sigma_H]^2} \cdot \frac{\sqrt{u^2 + 1}}{u}}.$$

Розрахунок конічних коліс на згин (прямих)

За аналогією із прямозубими циліндричними колесами виконуємо перевірений розрахунок конічних коліс

$$\sigma_F = Y_F K_{F\beta} K_{Fv} \frac{2 \cdot 10^3 T_1}{0.85 Z \psi_m m_m^3} \leq [\sigma_F],$$

де $\psi_m = \frac{b}{m_m}$, ($\psi_m = 6 \dots 12$)

Коефіцієнти ψ_m і ψ_{bd} зв'язані залежністю

$$b = b_w = \psi_m \cdot m_m = \psi_{bd} \cdot d_{m1},$$

звідси

$$\psi_m = \psi_{bd} \frac{d_{m1}}{m_m} = \psi_{bd} \frac{m_m z}{m_m}.$$

Тоді

$$\psi_m = \psi_{bd} \cdot z.$$

Проектний розрахунок конічних коліс виконуємо за формулою

$$m_m = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 10^3 T_1 Y_F K_{F\beta} K_{Fv}}{0.85 z_1 \psi_m [\sigma_F]}}.$$

Y_F обирається за $z_v = \frac{z}{\cos \delta}$, інші коефіцієнти, так само як і для циліндричних

зубчастих коліс.

4. Контрольні питання

1. У чому полягає розрахунок на короточасні перевантаження?
2. Як обираються допустимі напруження при розрахунках на короточасні перевантаження?
3. Сили в зачепленні косозубих зубчастих коліс.
4. Як визначити z_v для косозубих коліс?
5. У якому перетині розраховуються конічні колеса?
6. Розрахунки конічних коліс на контактну міцність.
7. Розрахунки конічних коліс на згин.
8. Як зв'язані між собою ψ_m і ψ_{bd} ?
9. Як визначити z_v для конічних коліс?

Лекція 9: Редуктори

Зміст:

1. Основні типи редукторів з конічними й циліндричними колесами.
2. Матеріали, що застосовуються для виготовлення зубчастих коліс.
3. Змащення зачеплення в редукторі.
4. Розподіл загального передаточного числа в редукторах.
5. Контрольні питання.

1. Основні типи редукторів з конічними й циліндричними колесами

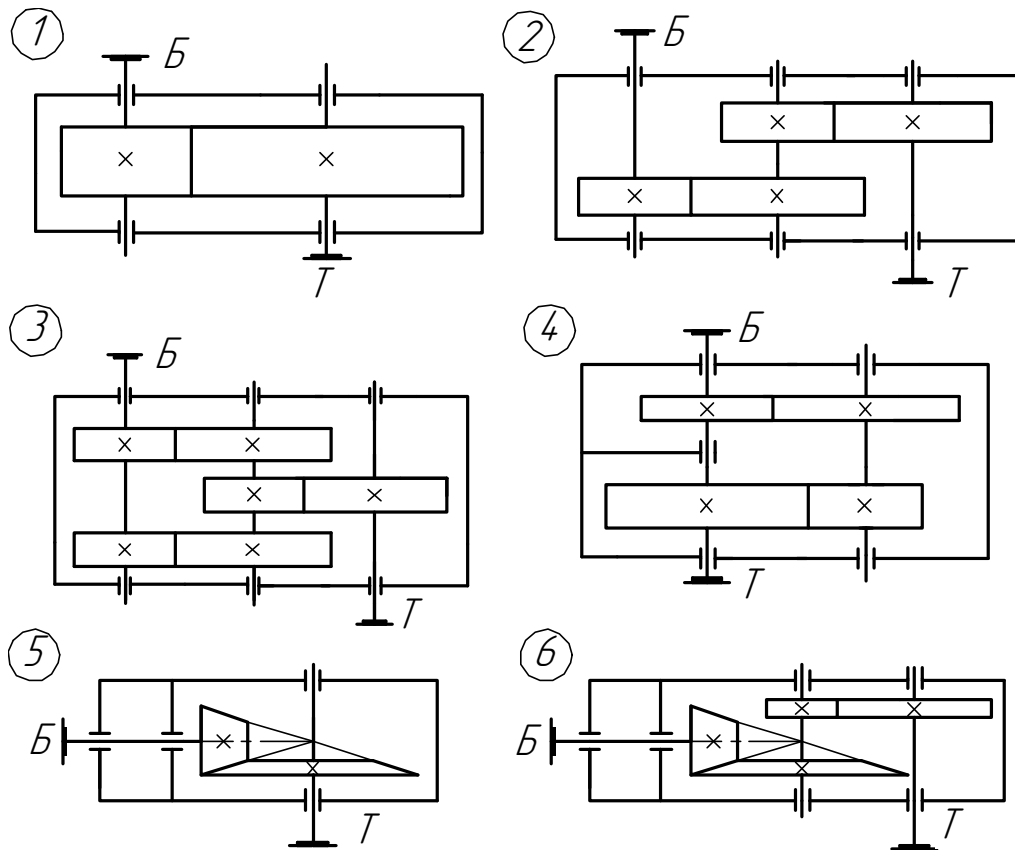
Зубчасті редуктори – це механізми, що служать для зниження кутових швидкостей і збільшення крутних моментів при передачі потужності від двигуна до виконавчого механізму і виконуються у вигляді окремих агрегатів.

Мультиплікатори (прискорювачі) – це механізми, що служать для підвищення кутової швидкості й зменшення крутного моменту.

Якщо є потреба регулювання швидкості на вихідному валу редуктора, його *и* роблять змінним східчасто за рахунок пересполучення його зубчастих коліс. Такий редуктор зветься *коробкою швидкостей або коробкою зміни передач* (КЗП). Він може працювати як у режимі редуктора, так і в режимі прискорювача.

Редуктори бувають:

- за числом зубчастих зачеплень: 1,2,3 і навіть більш багатоступеневі;
- за видом зубчастих коліс: циліндричні, конічні, черв'ячні, комбіновані (із трьох попередніх: конічно-циліндричні, черв'ячно-циліндричні);
- за розташуванням осей: горизонтальні, вертикальні, похилі;
- за рухливістю осей валів: планетарні й непланетарні, тобто з нерухомими осями валів;
- за числом ступенів свободи: звичайні й диференціальні (тільки планетарні).



Б – швидкохідний вал (вхід); Т – тихохідний вал (вихід).

Рис. 9.1. Схеми редукторів

Одноступеневі редуктори:

Передатне відношення редуктора залежить від термообробки зубчастих коліс:

- $u \leq 8(12,5)$ – поліпшені сталі;
- $u \leq 6,3$ – загартовані зуби.

Передаточні числа стандартизовані:

- I ряд – від 1,0 до 12,5 (знаменник прогресії 1,25);
- II ряд – від 1,12 до 11,2 (знаменник прогресії 1,12).

Міжосьові відстані також стандартизовані, що зменшує номенклатуру корпусних деталей (це важливо для уніфікації виробів, полегшує ремонт і обробку).

Одноступеневі редуктори зустрічаються порівняно рідко.

Основне поширення одержали *двоступеневі редуктори*. Вони складають 65% від загального числа редукторів. Основна схема – розгорнута ($u=8 \div 40$). Редуктор дуже простий. Його *недолік* – несиметричне розташування коліс на валах, тобто підвищена концентрація навантажень за довжиною зуба. Потрібні жорсткі вали. Проявляється цей недолік при високій твердості зубів, коли приробляння утруднене, і

при нерівномірному у часі навантаженні (через нерівномірне навантаження підшипників вихідного вала необхідно збільшувати діаметр вала).

Для поліпшення умов роботи застосовують редуктори за розгорнутою схемою, але з роздвоєною швидкохідною передачею. Для забезпечення рівномірного навантаження обох пар коліс швидкохідні передачі роблять косозубими із зустрічним напрямком зубів (нагадують шевронні), а швидкохідний вал виконується самоустановлювальним. Тихохідна передача працює в гарних умовах.

За схемою (3) у порівнянні з (2) редуктор виходить приблизно на 20% легшим. Швидкохідний вал можна використовувати два терміни служби.

Міжосьові відстані a_{wB} і a_{wT} також стандартизовані (два ряди).

При необхідності зменшення габаритів за довжиною двоступінчастого редуктора застосовують співвісну схему (4). Тут забезпечуються гарні умови змащення зубів зануренням.

При необхідності взаємної перпендикулярності вхідного й вихідного валів застосовують конічні одноступеневі або конічно-циліндричні двоступеневі редуктори (схеми 5 і 6).

При передаточних числах понад $u=40$ застосовують 3-х і 4-хступінчасті редуктори. Їх недолік – великі габарити. Є тенденція їх заміни більш компактними планетарними редукторами (і хвильовими передачами).

Опори валів редукторів будуть розглянуті нижче.

Корпуси редукторів виконують литтям із сірих чавунів середньої міцності СЧ15 або СЧ18. При ударних навантаженнях корпус виготовляють із високоміцного чавуну ВЧ42 або навіть зі сталі.

Зварні корпуси виготовляють в індивідуальному виробництві. Конструктивні елементи корпусів (товщини стінок, товщини кришок, ребер, лабетів і т.д.) виконують за рекомендаціями (див. атлас деталей машин або посібники із КП).

У теперішній час спостерігається тенденція до виконання корпусів редукторів гладкими зовні.

2. Матеріали, що застосовуються для виготовлення зубчастих коліс

Найбільш часто застосовуваними матеріалами виступають термічно оброблювані сталі, оскільки вони більшою мірою забезпечують контактну міцність і міцність зубів на згин. Рідше застосовуються чавуни й пластмаси. Усі застосовувані матеріали можна розділити за термообробкою й твердістю на дві групи

НВ<350	та	НВ>350
нормалізація		загартування (в основному ТВЧ)
загартування		нормалізація
поліпшення		азотування
		ціанування

Зубчасті колеса (НВ<350) підлягають чистовій обробці й навіть нарізуванню після термообробки. Такі колеса виходять технологічнішими і дешевшими, оскільки точність досягається без дорогих обробних операцій.

Поліпшенню піддають якісні вуглецеві сталі (сталь 35, 40 і ін.), леговані сталі (сталь 35ХГС, 40Х) і ін.

Нормалізація застосовується для вуглецевих сталей звичайної якості (СТ6, СТ5 і ін.).

Колеса великих діаметрів, які піддають нормалізації виготовляють із вуглецевого сталевого лиття.

Зубчасті колеса із твердістю НВ>350 мають високу навантажувальну здатність, зносостійкість, високий опір заїданню. Погано припрацьовуються й потребують високої точності виготовлення. Термообробка застосовується після виготовлення.

Загартуванню підлягають в основному леговані сталі (сталь 45Х, 40ХГ, 40ХН і ін.)

Для цементації можна застосовувати низьколеговані сталі (сталь 20Х, 18ХГТ і ін.)

Для азотування застосовуються якісні високолеговані сталі (сталь 48Х210, 40Х2МІ й ін.)

Чавуни застосовують тільки в тихохідних передачах.

Пластмаси забезпечують високу точність зачеплення, але малу міцність.

3. Змащення зачеплення в редукторі

При окружних швидкостях $V_{окр} < 15$ м/с змащення картерне, зануренням і розбризуванням.

Рівень мастила обирають таким, щоб занурення коліс у мастило становило 3-4 модулі, для тихохідних коліс – до $1/3$ діаметра колеса.

При високих $V_{окр}$ швидкохідне колесо не занурюється у ванну, його змащення проводиться вузьким спеціальним додатковим колесом, що занурюють у ванну.

При швидкостях $V_{окр} > 15$ м/с забезпечують змащення примусовим поливанням зубів після виходу їх із зачеплення.

Сорт застосовуваних мастил – індустріальні. Чим більше $V_{окр}$, тим менше повинна бути в'язкість мастила. Для змащення підшипників передбачаються спеціальні канавки. По них розбризане мастило стікає до підшипника. Для його втримання передбачаються спеціальні козирки.

При $V_{окр}$ до 4 м/с розбризування неефективне, тому у підшипник закладають консистентне мастило.

4. Розподіл загального передатного числа в редукторах

Передатне число редуктора

$$u = u_1 \cdot u_2 \cdot u_3 \dots$$

Від розбивки u по окремих передачах у значній мірі залежать вага й габарити редуктора й умови змащення коліс зануренням у масляну ванну.

Слід прагнути того, щоб були приблизно однакові діаметри зубчастих коліс (не шестерень) різних ступіней. При цьому колесо тихохідної ступіні повинно бути трохи більше колеса швидкохідної ступіні. Це зменшує втрати на перемішування й розбризування мастила (барботажні втрати).

Оскільки швидкохідна ступінь навантажена менше, ніж тихохідна, то для одержання гарного співвідношення діаметрів зубчастих коліс рекомендується $u_{швидкох.} > u_{тихох.}$, при одночасному збільшенні коефіцієнта ширини колеса тихохідної ступіні Ψ_{bd} .

Існують експериментальні графіки, за якими можна обирати u ступіней редуктора з умов мінімальної ваги зубчастих коліс, мінімальних габаритів за довжиною й шириною редуктора й т.п.

Для задовільних умов змащення зануренням для 2-хступеневих редукторів слід приймати:

за схемою (2) $u_B \approx 1.2-1.25\sqrt{u}$;

за схемою (4) $u_B \leq u_T \geq \sqrt{u}$ (або навіть трохи менше $u_B < u_T$);

за схемою (6) $u_B \leq 4$.

5. Контрольні питання

1. Що називається редуктором?
2. Що називається мультиплікатором?
3. Класифікація редукторів.
4. Як виготовляють корпуси редукторів?
5. Які матеріали застосовуються для зубчастих коліс?
6. Які матеріали доцільно застосовувати в закритих передачах?
7. Яким чином здійснюється змащення редукторів?
8. Яке застосовується мастило?
9. Розподіл передатного відношення між ступінями редуктора.

Лекція 10. Черв'ячні передачі (ЧП)

Зміст:

1. Загальні відомості.
2. Матеріали черв'яків і коліс.
3. Розрахунки черв'ячної передачі на міцність.
4. Розрахунки черв'ячної передачі на нагрівання.
5. Контрольні питання.

1. Загальні відомості

ЧП призначені для передачі руху між валами з осями, що перехрещуються під кутом 90° .

Черв'ячні передачі належать до зубчасто-гвинтових передач, що мають характерні риси й зубчастих і гвинтових передач. На відміну від гвинтових передач із перехрещеними осями, які мають теоретично точковий контакт, у черв'ячних передачах має місце лінійний контакт. Зуби черв'ячних коліс мають дугову форму. Це забезпечує облягання тіла черв'яка й збільшення довжини контактних ліній.

Винахід черв'ячної передачі приписують Архімеду.

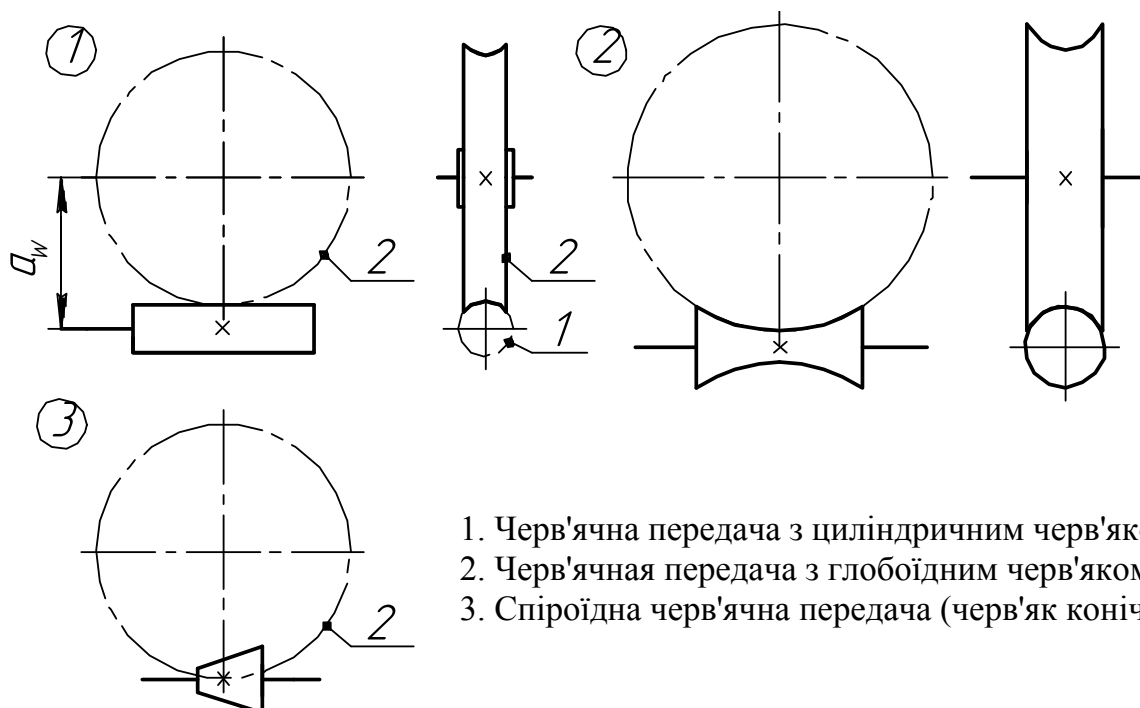
Переваги черв'ячних передач:

- забезпечують одержання великих u . У силових черв'ячних передачах $u=8\div 80$, а в кінематичних – до 300);
- компактність, мала вага й габарити при істотних значеннях u ;
- плавність і безшумність роботи;
- можливість здійснення самогальмуючої передачі.

Недоліки черв'ячних передач:

- порівняно низький ККД ($\eta=0,75-0,9$);
- порівняно складне виготовлення й монтаж;
- обмежена передавана потужність P до 100 кВт (500 кВт і більше у точних черв'ячних передачах).

- при $V_{окр} \geq 2$ м/сек – треба застосовувати дорогий антифрикційний матеріал для вінця колеса – бронзу (до $V=2$ м/сек – сірий чавун).



1. Черв'ячна передача з циліндричним черв'яком.
2. Черв'ячна передача з глобoidним черв'яком.
3. Спіроїдна черв'ячна передача (черв'як конічний).

Рис. 10.1. Схеми черв'ячних передач

Черв'ячна передача складається із черв'яка 1 (гвинт із трапеціюватим або близьким до нього різьбленням) і черв'ячного колеса 2.

2. Матеріали черв'яків і коліс

Черв'яки для силових передач виготовляють із вуглецевих або легованих сталей 15Х, 20Х, 18ХГТ, 20ХФ, які піддають цементації й загартуванню до HRC 58...63.

Ст.6, 40, 45, 40Х, 40ХН загартовують до HRC 45...55.

Вибір матеріалу черв'ячного колеса в основному залежить від швидкості ковзання

$$V_{ковз} = \frac{V_1}{\cos \gamma},$$

де γ – кут підйому різьблення черв'яка.

При $V_{ковз} = 5 \dots 30$ м/сек застосовують олов'яну бронзу Бр ОФ 10-1, Бр ОНФ із високими антифрикційними властивостями.

При $V_{\text{ковз}} \leq 6$ м/сек зубчасті вінці виконують із менш дорогих безоловянистих бронз БрАЖ9-4Л, БрАЖН10-4-4Л, при цьому черв'як повинен мати твердість $HRC \geq 45$.

Для уніфікації стандартного інструмента, що застосовується при нарізуванні черв'яків і черв'ячних коліс, відношення ділительного діаметра d черв'яка до розрахункового модуля m (коефіцієнт діаметра черв'яка q) обмежують за стандартом у межах

$$q = \frac{d_1}{m} = 6,3 \dots 25.$$

Тоді діаметри черв'яка й черв'ячного колеса будуть рівні

$$d_1 = qm; \quad d_2 = z_2 m.$$

3. Розрахунки черв'ячної передачі на міцність

Розрахунки на контактну міцність проводимо користуючись відомою формулою Герца

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{qE_{36}}{\rho_{36} 2\pi(1-\mu^2)}}.$$

Провівши перетворення й увівши позначення аналогічні розрахункам циліндричних передач, одержимо формули для проєктного й перевірного розрахунків

$$a_w = \left(\frac{z_2}{q} + 1\right)^3 \sqrt{\left(\frac{170}{\frac{z_2}{q} \cdot \sigma_H}\right)^2 T_2 K_{H\beta} K_{H\alpha}};$$

$$\sigma_H = \frac{170}{\frac{z_2}{q}} \sqrt{\left(\frac{\frac{z_2}{q} + 1}{a_w}\right)^3 K_{H\beta} K_{H\alpha} T_2} \leq [\sigma_H];$$

де $K_{H\beta} = 1$ при постійному навантаженні, при змінному вибираємо $K_{H\beta}$ обирається за таблицею;

$$K_{Hv} \begin{cases} V \leq 3 \text{ м/с} & K_{Hv} = 1 \\ V \geq 3 \text{ м/с} & K_{Hv} = 1 \div 1.2 \end{cases}$$

Допустимі напруження залежать від матеріалу вінця черв'ячного колеса.

Для бронзи

$$[\sigma_H] = (0,75 \dots 0,9) \sigma_B \cdot K_{HL},$$

де σ_B – межа міцності бронзи при розтяганні;

$$K_{HL} = 8 \sqrt{\frac{N_0}{N_E}} \text{ – коефіцієнт довговічності;}$$

$N_0 = 10^7$ – базове число циклів навантажень;

$N_E = 60n_2t$ – число циклів навантажень черв'ячного колеса.

Розрахунки на згин зубів черв'ячних коліс

Формулу для перевірного розрахунку одержимо аналогічно формулі для розрахунку циліндричних передач

$$\sigma_{F_2} = 1.5 Y_F K_{F\beta} K_{Fv} \cdot \cos \gamma \frac{T_2}{d_1 d_2 m} \leq [\sigma_{F_2}],$$

де $K_{F\beta} = K_{H\beta}$; $K_{Fv} = K_{Hv}$.

При проектному розрахунку підставивши $d_1 = q \cdot z$ й $d_2 = z_2 \cdot m$ у формулу для σ_{F_2} , і провівши відповідні перетворення одержимо

$$m = \sqrt[3]{1.5 Y_F K_{F\beta} K_{Fv} \cos \gamma \frac{T_2}{q \cdot z_2 [\sigma_F]}},$$

де Y_F – коефіцієнт форми зуба, що обирається залежно від еквівалентного числа зубів

$$Y_F \Rightarrow Z_v = \frac{Z_2}{\cos^3 \gamma}.$$

Допустимі напруження на згин $[\sigma_F]$ для зубів черв'ячних коліс із бронзи

- при одnobічному навантаженні

$$[\sigma_F] = (0.25 \sigma_T + 0.08 \sigma_B) K_{FL};$$

- при реверсуванні

$$[\sigma_F] = 0.16\sigma_B K_{FL}.$$

Коефіцієнт довговічності

$$K_{FL} = 9\sqrt{\frac{N_0}{N_E}},$$

де $N_0 = 10^6$, $N_E = 60n_2t$.

4. Розрахунки черв'ячної передачі на нагрівання

Черв'ячні передачі працюють із значним тепловиділенням, оскільки мають порівняно малі габарити й низький ККД. Нагрівання мастила до температури понад 80-110° призводить до втрати його захисної здатності.

Розрахунок проводиться на основі теплового балансу, тобто прирівнювання тепловиділення та тепловіддачі.

1) *Кількість тепла* в ккал/год, що виділяється в черв'ячній передачі безупинно працюючої з η і P_1 (кВт).

$$Q_1 = 860(1 - \eta)P_1.$$

2) *Тепло*, що розсіюється вільною поверхнею корпуса передачі й фундаментною плитою або рамою

$$Q_2 = F \cdot K \cdot \Delta t,$$

де F – поверхня охолодження редуктора

$$F = F_1 + 0.5f,$$

F_1 – поверхня охолодження без врахування ребер (м²),

f – поверхня ребер (м²).

$$K = 8 - 12 \frac{\text{ккал}}{\text{м}^2 \cdot \text{год} \cdot \text{градус}}.$$

(←погана вентиляція) (гарна→)

$$\Delta t = t_{\text{роб}} - t_{\text{навк}}$$

$$t_{\text{роб}} \leq [t],$$

$[t]$ – допустима температура мастила (80°C – звичайні мастила, 110°C – авіаційні).

$t_{\text{навк}}$ – температура навколишнього повітря.

За тепловим балансом можна визначити робочу температуру мастила

$$Q_2 = Q_1.$$

Якщо виявиться $t_{\text{роб}} > [t]$, то потрібно передбачити відвід надлишкового тепла. Це досягається оребренням редуктора (якщо ребер не передбачалося), штучною вентиляцією, змійовиками з охолоджуючою рідиною в масляній ванні або іншими охолоджуючими пристроями (крильчатка на валу черв'яка, збільшення η і т.п.).

5. Контрольні питання

1. Переваги й недоліки черв'ячних передач.
2. Матеріали черв'яків.
3. Матеріали черв'ячних коліс.
4. Класифікація черв'ячних передач.
5. Розрахунок на контактну міцність.
6. Розрахунок на згин.
7. Розрахунок на нагрівання.

Лекція 11. Вали й осі

Зміст:

1. Загальні відомості.
2. Матеріал і термообробка осей і валів.
3. Розрахункові схеми валів і осей, критерії розрахунків.
4. Контрольні питання.

1. Загальні відомості

Вал – деталь, призначена для передачі крутного моменту уздовж своєї осі й для підтримки обертових деталей машин. Найпростіші вали мають форму тіл обертання. Крім крутного моменту T вали сприймають поперечні сили й згинальний момент.

Вали можна розділити на:

1. *Вали передач* – несуть зубчасте колесо, шків, зірочки, муфти.
2. *Корінні вали* (і ін. спец. вали) – несуть, крім деталей передач, робочі органи машини (колеса, диски турбін, кривошипи, патрони).

За формою вали можна розділити на:

- 1) *Прямі* – найбільш поширені;
- 2) *Колінчасті* – призначені для перетворення зворотно-поступального руху в обертальний;
- 3) *Гнучкі* – становлять особливу групу.

Вісь – деталь, призначена для підтримки обертових деталей і не передає крутний момент T . Сприймає тільки згинальний момент $M_{зг}$.

Осі бувають:

- Обертові* – забезпечують кращу роботу підшипників.
- Нерухомі* – більш дешеві, але потребують більш складної конструкції обертової деталі.

Наприклад, вісь барабана можна виконати із обертовою та нерухомою віссю.

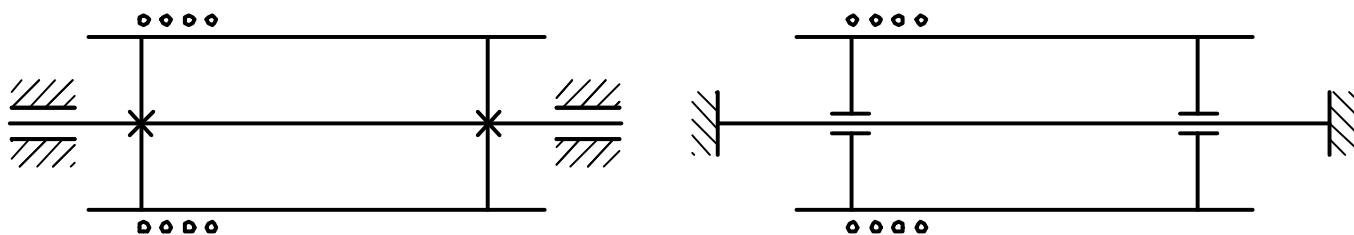


Рис. 11.1. Схеми барабана з обертовою й нерухомою віссю

Загальне призначення осей і валів – підтримувати обертові деталі.

Опорні частини осей і валів називають *цапфами*. Цапфи: *шейки* – проміжні опори посередині вала; *шипи* – кінцеві опори.

Вали можуть мати нарізні зуби – вал-шестірня, і черв'яки – черв'ячний вал.

Форма й розміри перетинів вала (осі) за довжиною визначається розподілом навантажень за довжиною, тобто епюрами згинаючих і крутних моментів. Оскільки до кінців валів $M_{зг}$ наближається до 0, то вали виконують східчастими, близькими до форми тіла рівного опору. Уступи валів служать для сприйняття осьових сил.

Бажано, щоб кожна насаджувана на вал деталь проходила вздовж вала до своєї посадкової поверхні без натягу, щоб уникнути ослаблення посадок.

Порожні вали застосовують при жорстких вимогах до ваги, при необхідності пропуску через вал інших деталей.

Вузькі буртики небажані, тому що це призводить до збільшення діаметра заготовки й до переводу в стружку великої кількості металу.

Розміри під посадки обирають зі стандартного ряду; під підшипники – зі стандарту підшипників.

Перепад діаметрів ступіней визначають достатньою опорною поверхнею для сприйняття осьових сил. Шпонкові пази бажано розміщати в одній площині (і за можливості одного типорозміру).

Цапфи валів з опорами ковзання:

1. Циліндричні – зі зменшенням D до кінця вала;
2. Конічні – для регулювання зазору в підшипнику й для осьової фіксації.
3. Сферичні – при необхідності значних кутових переміщень вала.

Посадкові поверхні:

1. Циліндричні – більш прості у виготовленні.

2. Конічні – для полегшення установки на вал і зняття важких деталей (змінних деталей), для підвищення точності центрування.

Зниження витривалості валів обумовлюється малими обсягами металу в зонах концентрації напружень (шпонкові пази, пресові посадки).

2. Заходи підвищення витривалості

1. Конструктивні (рис. 11.2):

а) стовщення частини під маточиною;

б) заокруглення крайок маточини;

в) стоншення маточини;

г) розвантажувальні канавки;

д) застосування втулки з матеріалів з більш низьким модулем пружності.

2. Інші:

а) зміцнення частини під маточиною наклепом;

б) застосування евольвентних з'єднань замість прямокутних і трикутних;

в) застосування безшпонкових з'єднань.

Перехідні ділянки валів між двома ступіннями різних діаметрів виконують наступних типів:

1) *З канавкою* для виходу шліфувального круга. Підвищують стійкість кругів, але викликають значну концентрацію напружень. Виконують на валах, діаметри яких визначаються з умови жорсткості (вали КЗП), а також вони потрібні для виходу різьбонарізного інструменту.

2) *З галтеллю*. Радіуси галтелі повинні бути менше фаски насадженої деталі ($\rho \geq 0,1d$ – бажано).

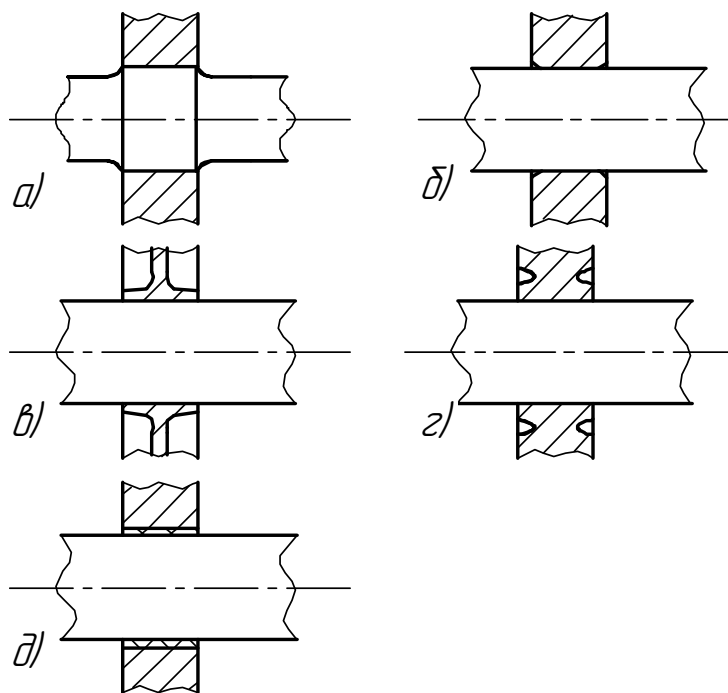


Рис. 11.2. Конструктивні засоби підвищення витривалості валів у місцях посадок

3) *З галтеллю спеціальної форми.* Застосовують галтелі еліптичної форми або окреслені двома радіусами кривизни. Підвищують несучу здатність на 10%.

4) *Видалення мало напруженого матеріалу:* виконання розвантажувальних канавок (рис. 11.3а) і висвердлювання отворів у ступінях більшого діаметра (рис. 11.3б).

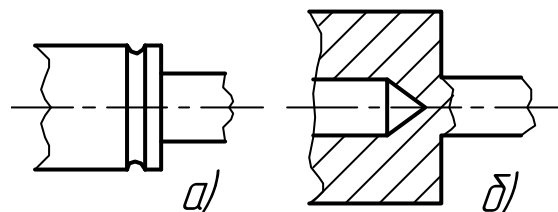


Рис. 11.3. Перехідні ділянки валів

5) *Пластичне зміцнення галтелей* (обкатуванням роликками, карбуванням) – підвищує несучу здатність в 1,5 – 2 рази.

3. Матеріал і термообробка валів і осей

Працездатність вала і його цапф залежить від вибору матеріалу. Основними матеріалами є вуглецеві й леговані сталі, які добре вальцюються в циліндричні прутки.

1. Вали, що розраховуються за критерієм жорсткості й без термообробки – ст.5, ст.6.

2. Для більшості валів використовують сталі 45, 45Х.

3. Для високонапружених валів застосовують сталі 40ХН, 30ХГТ, 30ХГСА й ін. Ці вали піддають поліпшенню або поверхневому загартуванню т.в.ч. з низьким відгартовуванням (шлицьові вали).

4. Швидкохідні вали виготовляють із цементовуваних сталей 20Х, 18ХГТ і ін. або з азотованих сталей. Для підвищення зносостійкості виконують хромування (пористе), в 3-5 раз підвищує довговічність цапф (ДВС).

5. Колінчасті вали виготовляють із високоміцних чавунів (з кулястим графітом) і з модифікацій чавуну. Менше чутливі до концентрації напружень, більш досконала форма (відливок), більша демпфуюча здатність і т.д.

Трубочасті вали дають економію металу (20-40%).

4. Розрахункові схеми валів і осей, критерії розрахунків

Вали в більшості випадків розраховують на вигин, як балки на шарнірних опорах.

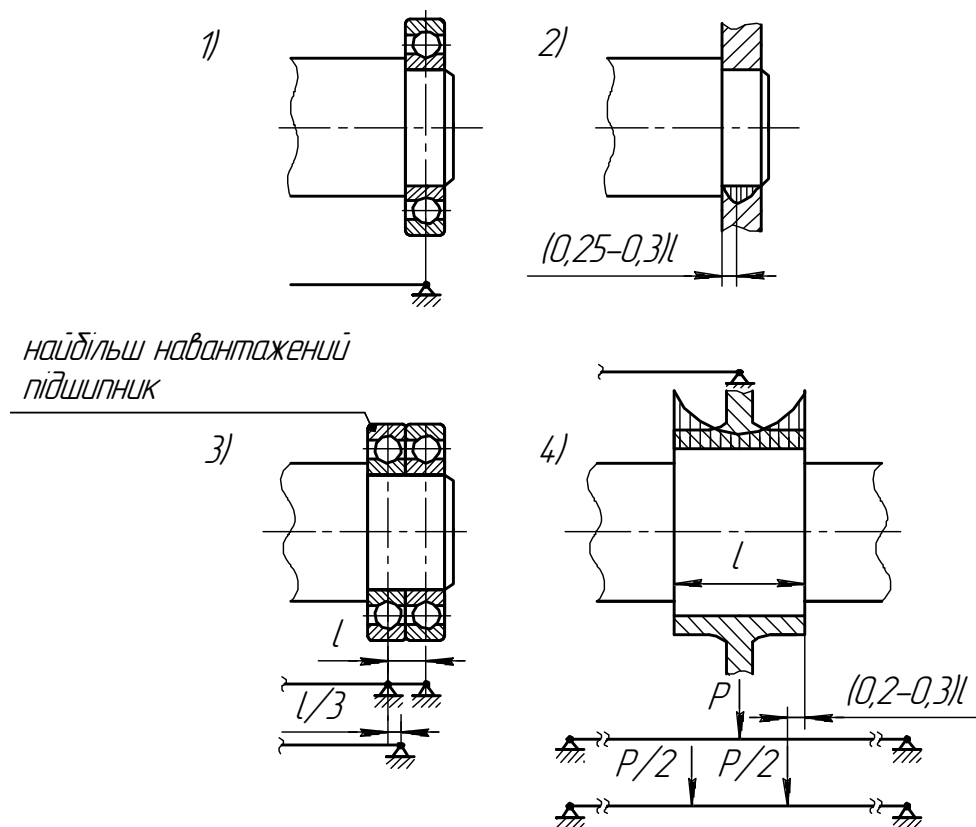


Рис. 11.4. Розрахункові схеми опор валів

Критерії працездатності валів і осей:

Міцність – із критеріїв міцності вирішальне значення має витривалість. *Втомне* руйнування становить до 40÷50%.

Жорсткість – для правильної роботи зубчастих передач і підшипників.

Вібростійкість – відсутність небезпечних резонансних коливань (поперечних і крутильних).

5. Контрольні питання

1. У чому різниця між валом і віссю?
2. Які бувають осі?
3. Які бувають цапфи валів з опорами ковзання?
4. Як підвищити витривалість валів у місцях посадок?
5. Які матеріали застосовують для валів і осей?
6. Навіщо застосовують трубчасті вали?
7. Як виконуються перехідні ділянки валів?
8. Критерії роботоздатності валів і осей.

Лекція 12. Розрахунки валів на міцність

Зміст:

1. Етапи розрахунків вала.
2. Умовний розрахунок вала на кручення.
3. Розрахунок валу за згинаючим еквівалентним моментом. Конструювання вала.
4. Остаточний розрахунок вала на витривалість.
5. Контрольні питання.

1. Етапи розрахунків вала

Існує три етапи розрахунків вала:

1. Умовний розрахунок вала на кручення. Визначаються розміри вала за заниженими допустимими напруженнями кручення.
2. Розрахунок вала за згинаючим еквівалентним моментом. Конструювання вала. Ураховуються умови технології виготовлення, складання й демонтажу.
3. Остаточний розрахунок вала. Визначається запас міцності на витривалість у небезпечних перерізах вала (там, де найбільші концентратори напружень і найбільші згинальні моменти).

2. Умовний розрахунок вала на кручення

Діаметр хвостовика вхідного вала редуктора обирають у межах (0,8÷1,2) від діаметра вала приводного електродвигуна.

Умовний розрахунок на кручення ведеться за формулою:

$$\tau = \frac{T}{W_\rho} = \frac{T}{0.2 \cdot d^3} \leq [\tau],$$

звідки діаметр вала

$$d = \sqrt[3]{\frac{T}{0.2[\tau]}}$$

Допустимі напруження кручення вибираємо в межах $[\tau]=20\div 30$ МПа.

Після розрахунків діаметрів усіх валів виконуємо компоновальну схему редуктора (рис. 12.1)

Рівняння міцності вала в різних перетинах

Перетин I-I.

Якщо не враховувати кривошипної дії муфти, тут вал працює на кручення:

$$d = \sqrt[3]{\frac{T}{0.2[\tau]}}$$

Перетин II-II.

Вал працює тільки на згин

$$\sigma_{32} = \frac{M_{32}}{W} = \frac{M_{32}}{0.1d^3} \leq [\sigma_{32}]$$

Перетин III.

Вал працює на згин і кручення.

$$\sigma_{32} = \frac{M_{екв}}{0.1d^3} \leq [\sigma_{32}]$$

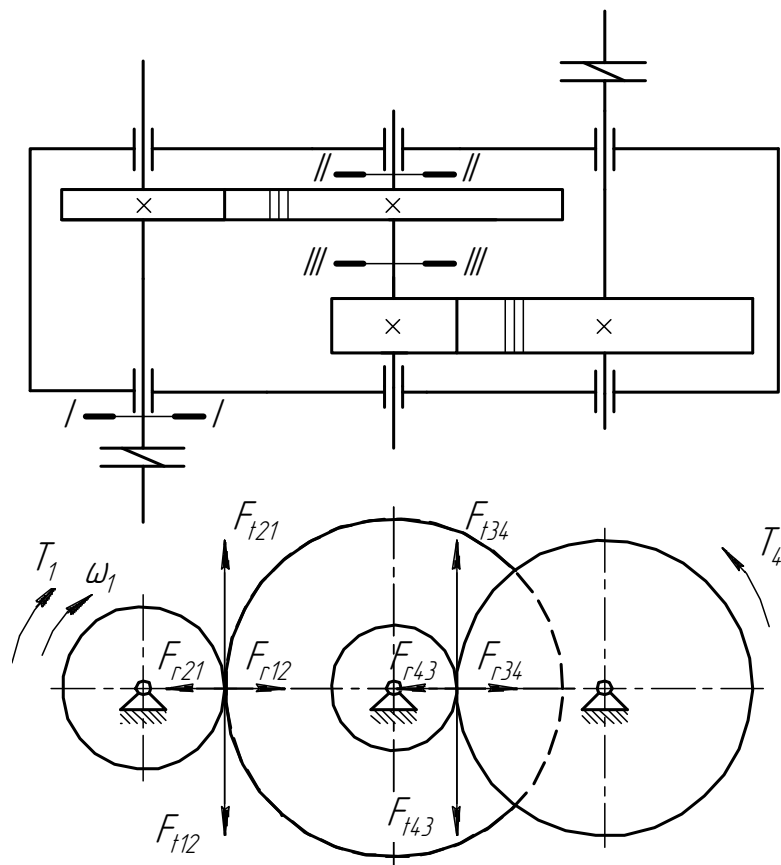


Рис. 12.1. Компоновальна схема редуктора із проставлянням сил у зачепленнях

3. Розрахунок вала за згинаючим еквівалентним моментом. Конструювання вала

Розглянемо розрахунок на прикладі проміжного вала редуктора.

Складається розрахункова схема вала (осі) і визначаються величини навантажень на вал. Основні навантаження на вали – це сили від передач. Постійні за величиною й напрямком сили викликають:

- у нерухомих осях – постійні напруження;
- в обертових осях і валах – напруження, що змінюються за знакозмінним симетричним циклом.

Лінійні розміри окремих ділянок вала визначимо з компоувального креслення.

При дії навантажень на вал у різних площинах їх звичайно розкладають на дві взаємно перпендикулярні площини. Якщо сили діють у площині, що розташована під кутом до 30° , то їх можна сполучити в одну площину (15° між ними).

Визначаємо реакції обпирань.

Будуємо епюри згинальних моментів у цих двох взаємноперпендикулярних площинах, а потім складаємо їх геометрично:

$$M_{32} = \sqrt{M_6^2 + M_2^2}.$$

Якщо на якій-небудь ділянці вала діє крутний момент T , то знаходимо еквівалентний згинальний момент:

$$M_{екв} = \sqrt{M_{32}^2 + \alpha T^2},$$

де α – коефіцієнт, що враховує реверсивність або нереверсивність обертання. При реверсивній роботі $\alpha=1$. При нереверсивній $\alpha<1$. У цьому випадку α визначимо за формулою

$$\alpha = \frac{[\sigma_{-1}]}{[\sigma_0]}.$$

За $M_{екв}$ визначаємо діаметри вала в різних перетинах, після чого можна приступати до конструювання вала:

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{екв}}{0,1 \cdot [\sigma_{32}]}}.$$

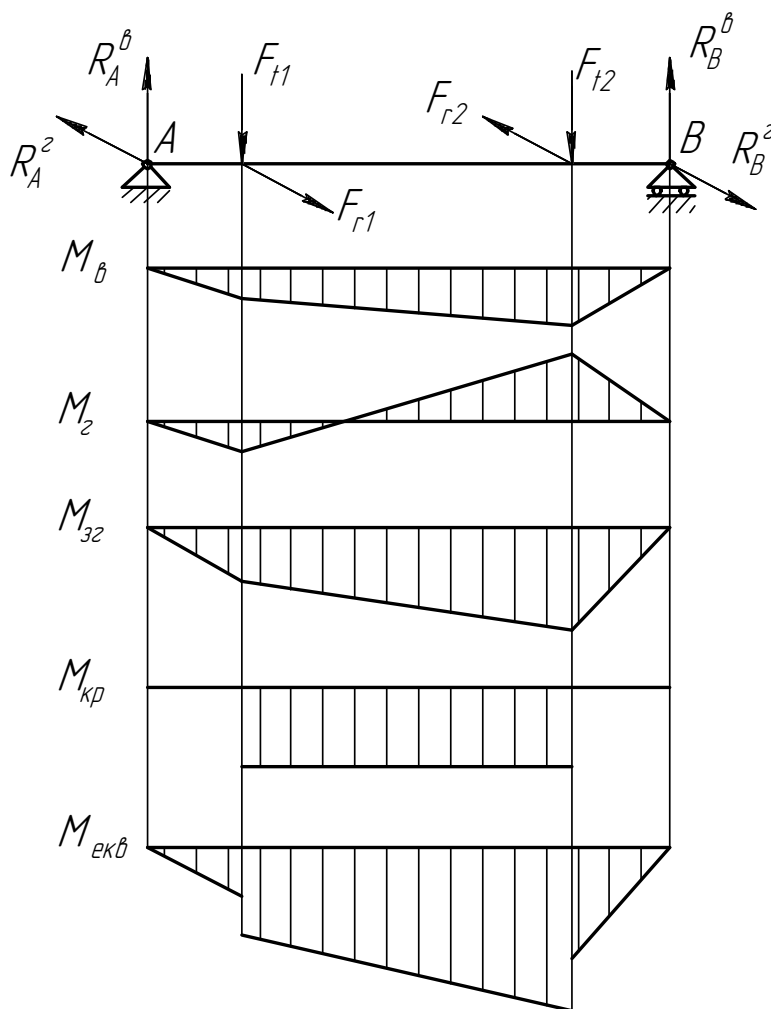


Рис. 12.2. Розрахункова схема вала

4. Конструювання вала

Проточка (II варіант виконання хвостовика вала) є концентратором напружень, тому краще передбачати галтель (I варіант виконання хвостовика вала), але іноді застосовується з цей варіант (рис. 12.3). Чистота поверхні призначається залежно від класу точності.

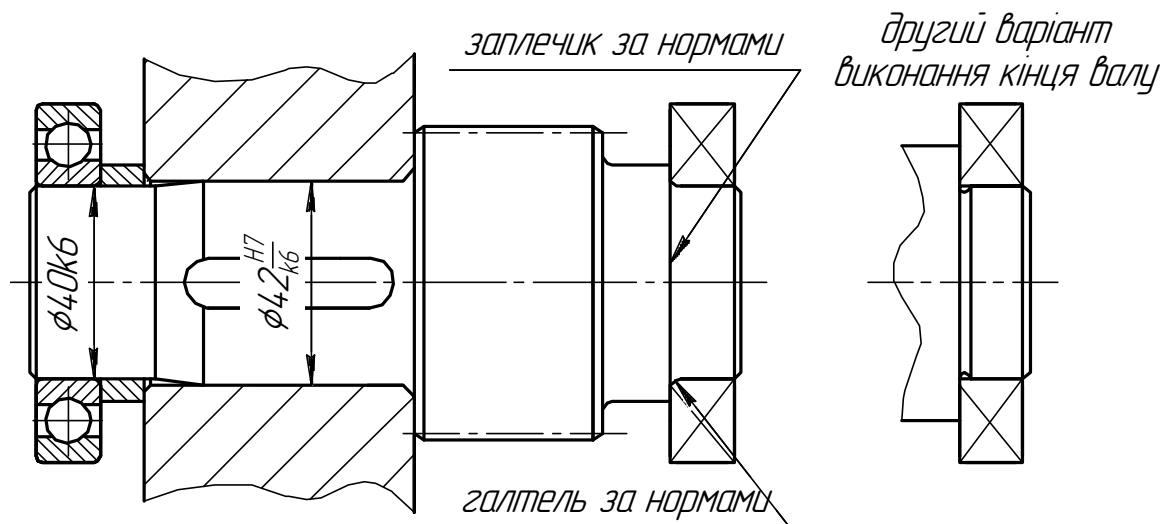


Рис. 12.3. Варіант конструкції вала

5. Остаточний розрахунок вала на витривалість

Розрахунок проводиться у формі перевірки коефіцієнта запасу міцності S . Для розрахунків необхідно знати постійні σ_m і τ_m , а також змінні σ_a й τ_a складові напружень (рис. 12.4).

Запас міцності знаходимо із співвідношення

$$\frac{1}{S^2} = \frac{1}{S_\sigma^2} + \frac{1}{S_\tau^2},$$

звідки

$$S = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}},$$

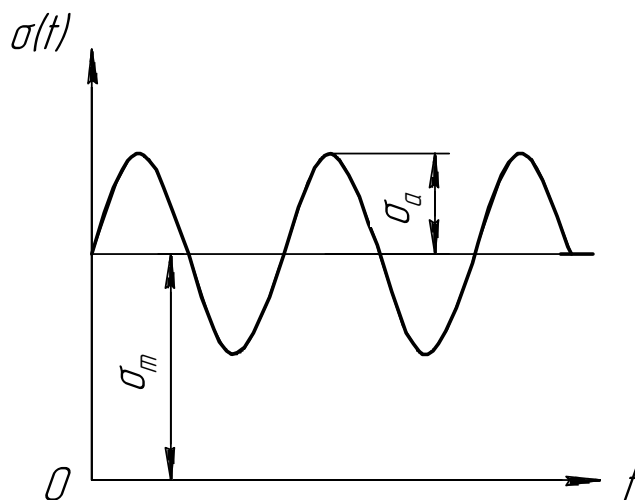


Рис. 12.4. Цикли навантажень

де S_σ – запас міцності при згині,

S_τ – запас міцності при крученні.

Запаси міцності визначимо за формулами

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{\beta \cdot \varepsilon_\sigma} \cdot \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m};$$

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_\tau}{\beta \cdot \varepsilon_\tau} \tau_a + \psi_\tau \tau_m},$$

де σ_{-1} , τ_{-1} – границі витривалості при згині й крученні із симетричним знакозмінним циклом навантаження – довідкові дані;

K_σ , K_τ – ефективні коефіцієнти концентрації напружень при згині й крученні відповідно – у довідкових даних (пресова посадка, галтель, свердління, шпонковий паз, кільцева канавка, шліци, нарізь, чистота поверхні залежно від співвідношення розмірів);

ε_σ , ε_τ – масштабний фактор, що враховує розміри перетину вала (зі збільшенням перетину ε зменшується, тобто погіршуються показники міцності вала);

β – коефіцієнт зміцнення, вводиться для валів з поверхневим зміцненням $\beta=1\div 2$ (загартування т.в.ч., азотування, цементация, наклеп, обкатування);

ψ_σ , ψ_τ – коефіцієнти, що характеризують чутливість матеріалу до асиметрії циклу напружень

$$\psi_\sigma = \frac{2\sigma_{-1} - \sigma_0}{\sigma_0} \quad \text{і} \quad \psi_\tau = \frac{2\tau_{-1} - \tau_0}{\tau_0},$$

для вуглецевих м'яких сталей $\psi_\sigma=0,05$; $\psi_\tau=0$;

для середньовуглецевих сталей $\psi_\sigma=0,1$; $\psi_\tau=0,05$;

для хромокислих і інших легованих сталей $\psi_\sigma=0,15$; $\psi_\tau=0,1$.

Для валів і обертових осей $S_\sigma = \frac{\sigma_{-1} \cdot \varepsilon_\sigma \cdot \beta}{K_\sigma \cdot \sigma}$, оскільки $\sigma_m=0$

Для необертових осей $S_\sigma = \frac{2\sigma_{-1}}{\left(\frac{K_\sigma}{\beta \cdot \varepsilon_\sigma} + \psi_\sigma\right) \cdot \sigma}$, оскільки $\sigma_a = \sigma_m = \frac{\sigma}{2}$.

Для валів $S_\tau = \frac{2\tau_{-1}}{\left(\frac{K_\tau}{\beta \cdot \varepsilon_\tau} + \psi_\tau\right) \cdot \tau}$, оскільки $\tau_a = \tau_m = \frac{\tau}{2}$

де σ , τ – дійсні номінальні напруження, що визначаються з урахуванням ослаблення вала пазом, свердлінням і т.д.

$$\sigma = \frac{M_{зг}}{W_{нетто}}; \tau = \frac{T}{W_{нетто}},$$

де $W_{нетто}$ – момент опору перетину нетто, визначається за формулами або таблицями.

K_σ і K_τ – обираються найбільшими в тому самому перетині.

При розрахунках на витривалість повинно дотримуватися співвідношення $S \geq [S]$.

При загальних умовах припустимий коефіцієнт запасу міцності $[S] = 1.5 \div 2.0$, а при точних розрахунках $[S]_{\min} = 1.5$.

6. Контрольні питання

1. Етапи розрахунків вала.
2. Мета розрахунків вала на кручення.
3. Як визначити $M_{екв}$?
4. Як враховується реверсивність передачі при розрахунках валів на згин?
5. Як визначаються діаметри ступіней вала?
6. У чому полягають розрахунки вала на витривалість?
7. Які бувають концентратори напружень на валу?

Лекція 13. Розрахунки валів на жорсткість і коливання

Зміст:

1. Розрахунки валів на жорсткість.
2. Розрахунки валів на коливання.
3. Контрольні питання.

1. Розрахунки валів на жорсткість

Необхідна жорсткість визначається умовами правильної роботи передач і підшипників. Прогини валів мало позначаються на роботі передач гнучким зв'язком (пасових і ланцюгових передач), тому їх вали не розраховують на жорсткість. Пружні переміщення валів зубчастих передач викликають взаємний нахил коліс і концентрацію напружень за довжиною зубів, а також викликають розсовування осей, що є несприятливим для передач Новікова. Для роботи підшипників жорсткість валів теж важлива. Кут нахилу пружної лінії в опорі вала β (у рад.) вибирають рівним $\frac{1}{2}$ діаметральному зазору в підшипнику, діленому на довжину підшипника (спрощений розрахунок).

Особливо важливо це для роликотпідшипників.

Останнім часом ролики роблять бочкоподібними, що знижує чутливість підшипника до перекосів.

Існує емпірична залежність припустимих прогинів $[y]$ і кутів нахилу пружних ліній валів $[\beta]$:

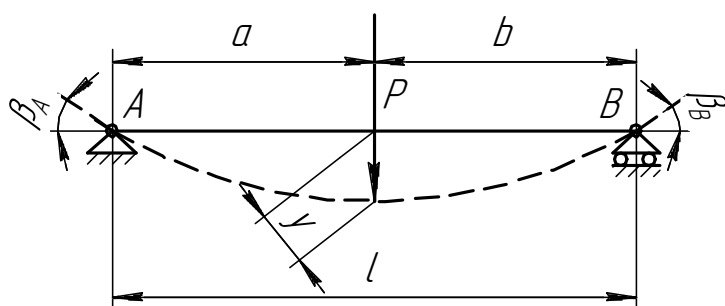


Рис. 13.1 Схема вала для розрахунку на жорсткість

$$[y] = (0,0002 \div 0,0003)l$$

$$[y] = 0,01m \text{ – під шестірнею.}$$

$$[\beta] = 0,001 \text{ рад. під шестірнею}$$

й у підшипнику ковзання.

$$[\beta] = 0,01 \text{ – у радіальному}$$

шарикотпідшипнику.

$$[\beta] = 0,05 \text{ – у сферичному ша-}$$

рикопідшипнику.

y і β визначаються методами опору матеріалів.

Для простих випадків у довідниках є готові формули (вал розглядається як брус постійного зведеного перетину).

Для розрахунків ступінчастих валів і при складних навантаженнях слід користуватися інтегралами Мору.

Наприклад, для випадку, зображеного на схемі (рис. 13.1), формули з довідника наступні:

$$y = \frac{Pa^2b^2}{3EI}; \quad \beta_A = \frac{Pab(l+b)}{6EI}; \quad \beta_B = \frac{Pab(l+a)}{6EI}.$$

Необхідна крутильна жорсткість валів визначається різними критеріями.

Пружні кутові деформації, наприклад, ходових валів важких верстатів можуть становити до 5' на 1 м довжини.

У трансмісійних валах механізмів переміщення мостових кранів допускається кут до 15-20' на 1 м довжини.

Для вала-шестірні крутильна еластичність вала призводить до концентрації напружень за довжиною зубів.

Для більшості валів крутильна жорсткість не відіграє істотної ролі й перевіряти вали на жорсткість немає необхідності.

В технічній літературі рекомендовано у загальному випадку допускати кут закручування до 30' на 1 м довжини.

Кут закручування обернено пропорційний четвертому ступеню діаметра вала, а напруження – кубу d , звідси, для малих d характерні більші кути закручування.

Кут закручування циліндричної ділянки вала

$$\varphi = \frac{T \cdot l}{G \cdot I_0},$$

де T – крутний момент;

l – довжина вала;

G – модуль зсуву;

I_0 – полярний момент інерції перетину вала.

Для зменшення y і β слід деталі, посаджені на вал, розташовувати ближче до опор, полегшувати конструкції шківів.

2. Розрахунки валів на коливання

Виявляється, іноді недостатньо розраховувати вал на міцність і жорсткість. При певних швидкостях обертання можуть виникнути небезпечні поперечні або крутильні резонансні коливання, які можуть призвести до руйнування вала. Відомий випадок руйнування вала ротора турбіни потужністю 300 тис. кВт. Після руйнування, частини ротора вагою в кілька тонн розлетілися на кілька кілометрів.

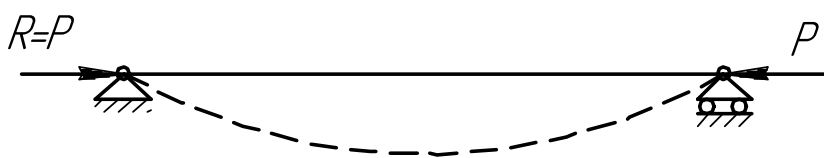


Рис. 13.2 Схема стержня при розрахунках на стійкість

З опор матеріалів нам відоме поняття стійкості стержня під дією осьових навантажень (рис. 13.2).

При деякому значенні $P=P_{кр}$ настає втрата стійкості.

Розглянемо вал, що обертається з кутовою швидкістю ω , за наступною схемою (рис. 13.3).

Маса диска m , масою вала нехтуємо, оскільки вона значно менше ніж m .

При обертанні вала виникає відцентрова сила $F = m\omega^2 \cdot e$, яка у свою чергу викличе додатковий прогин вала на величину y . Зі збільшенням ω , відцентрова сила й прогин будуть усе зростати, але доки?

У наведеному випадку (рис. 13.4) прогин вала визначимо за формулою

$$y = \frac{Fl^3}{48EI} = \frac{F}{C},$$

де $C = \frac{48EI}{l^3}$ – жорсткість вала;

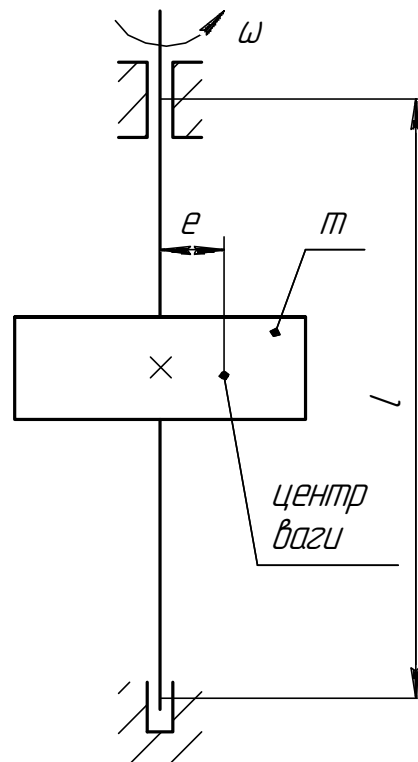


Рис. 13.3 Схема обертового диска

$F = m\omega^2(y + e)$ – відцентрова сила.

Тоді $y = \frac{m\omega^2(y + e)}{C}$.

Розв'яжемо це рівняння відносно y в явному вигляді

$$Cy = m\omega^2 y + m\omega^2 e,$$

$$y = \frac{m\omega^2 e}{C - m\omega^2}.$$

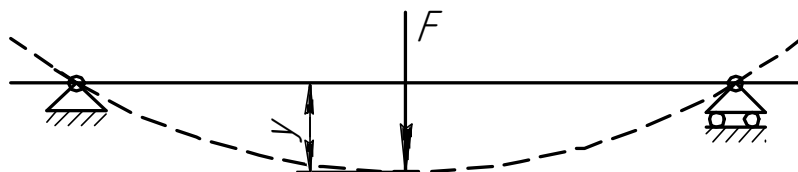


Рис. 13.4 Схема вала для розрахунків на коливання

Скоротимо чисельник і знаменник на $m\omega^2$.

$$y = \frac{e}{\frac{C}{m\omega^2} - 1}.$$

Відомо, що власна кругова частота вала

$$\omega_{кр.} = \sqrt{\frac{C}{m}},$$

тоді можемо записати

$$y = \frac{e}{\frac{\omega_{кр.}^2}{\omega^2} - 1}.$$

При $\omega = \omega_{кр.}$ $y \rightarrow \infty$, тобто прогин вала нескінченно росте. Це й означає руйнування вала.

Побудуємо графік $y = f(\omega)$.

Не можна допускати $\omega = \omega_{кр.}$. Це і є умова вібростійкості. Треба так спроектувати вал, щоб:

1. $\omega_1 < \omega_{кр.}$
2. $\omega_2 > \omega_{кр.}$

У другому випадку розгін обертового

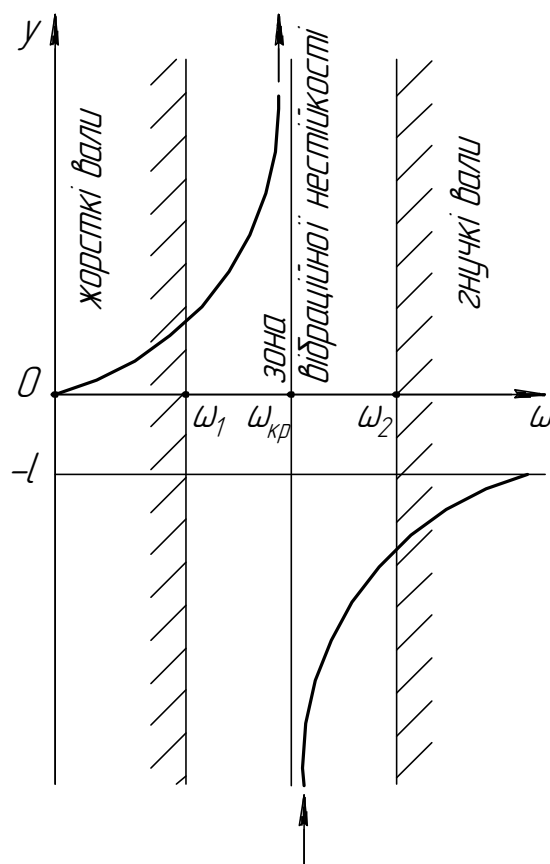


Рис. 13.5 Залежність $y = f(\omega)$

вала повинен здійснюватися дуже швидко, інакше може виникнути небезпека появи резонансних коливань.

Звичайно приймається, що

$$\omega_{кр} K \leq \omega \leq \frac{\omega_{кр}}{K},$$

де $K=1,3$ – коефіцієнт, що залежить від точності розрахункової схеми й розрахунків. Зазвичай приймається вказане значення, значення K вибирає конструктор.

При багатомасових валах є кілька критичних частот обертання. У цьому випадку умова вібростійкості буде виражена у вигляді

$$\frac{\omega_{кр_i}}{K_i} \geq \omega \geq \omega_{кр_i} \cdot K_i.$$

При $\omega > \omega_{кр}$ відхилення вала y направлено протилежно e й при $\omega_2 \gg \omega_{кр}$ $y \rightarrow l$, тобто за критичною зоною центр ваги незбалансованої маси наближається до геометричної осі обертання. Це явище використовується у високошвидкісних машинах, коли для збереження стійкості встановлюють гнучкий вал з низькою власною частотою коливань $\omega_{кр}$.

При дії змінних крутних моментів у системі збуджуються крутильні коливання, які можна проаналізувати подібним чином.

Якщо частота дії змінної складової T збігається із критичною частотою, вал закручується (згідно формул) на нескінченно великі кути й при цьому губиться стійкість вала.

3. Контрольні питання

1. Від чого залежить жорсткість вала?
2. Як визначається прогин вала?
3. Як визначається кут закручування вала?
4. Як впливає жорсткість вала на роботу підшипників?
5. Що таке втрата стійкості стержня?
6. Умова вібростійкості вала.
7. Що таке критична частота обертання?

Лекція 14. Підшипники кочення

Зміст:

1. Загальні відомості.
2. Класифікація підшипників кочення.
3. Габарити підшипників.
4. Умовні позначення підшипників кочення.
5. Основні типи підшипників кочення і їх характеристики. Кулькові підшипники.
6. Контрольні питання.

1. Загальні відомості

Підшипники кочення – це опори обертових або хитних деталей, що використовують елементи кочення й працюють на основі тертя кочення.

Елементами кочення в підшипниках є кульки або ролики. Підшипники кочення складаються з:

- а) зовнішнього й внутрішнього кілець із доріжками кочення;
- б) тіл кочення;
- в) сепараторів, що розділяють і напрямляють тіла кочення.

У деяких підшипниках одне або обидва кільця можуть бути відсутніми (кочення по канавках вала й корпусу).

Підшипники кочення найбільш широко стандартизовані в міжнародному масштабі й централізовано виготовляються в масовому виробництві. Вони в машинах є основним видом опор. Існують підшипники із зовнішнім діаметром від кількох мм до декількох метрів з кульками діаметром понад 200 мм (вагою від 0,5 г до 4 тонн).

За внутрішнім діаметром підшипники стандартизовані в діапазонах:

- від 3 до 10 мм – через 1 мм;
- від 10 до 20 мм – через 2-3 мм;
- від 20 до 110 мм – через 5 мм;
- від 110 до 200 мм – через 10 мм;

- від 200 до 500 мм – через 20 мм.

2. Класифікація підшипників кочення

1) За формою тіл кочення підшипники кочення діляться на: кулькові й роликові, а роликові в свою чергу бувають:

- а) із циліндричними короткими роликами;
- б) із циліндричними довгими роликами;
- в) із крученими роликами;
- г) з конічними роликами;
- д) з бочкоподібними роликами;
- е) з голчастими роликами.

Кулькові підшипники в середньому більш швидкохідні. Маючи жолобчасті доріжки кочення, вони забезпечують крім сприйняття основного радіального навантаження фіксацію вала в осьовому напрямку. Вони висувають менші вимоги до співвісності розточок під підшипники й до жорсткості валів. Роликотілопідшипники мають більш високу (у середньому, на 70-90%) вантажопідйомність. Однак циліндричні роликотілопідшипники погано сприймають або зовсім не сприймають осьове навантаження. Конічні роликотілопідшипники добре сприймають обидва навантаження, але допускають менші частоти обертання.

2) За напрямком дії навантажень, що сприймаються підшипниками, їх ділять на:

а) радіальні, що сприймають тільки радіальні навантаження (наприклад, циліндричні роликотілопідшипники), або це їх основні навантаження, а осьові навантаження складають до 25% радіальних;

б) радіально-упорні, які сприймають комбіноване навантаження (більша радіальна й менша осьова складові);

в) упорно-радіальні – те ж (але більша осьова й менша радіальна складові);

г) упорні, які сприймають тільки осьові навантаження.

3) За ознакою самоустановлювальності ПК ділять на:

- несамоустановлювальні – усі кулькові і роликотілопідшипники, крім сферичних;

- самоустановлювальні – сферичні.

3. Габарити підшипників

Габарити також стандартизовані.

Розрізняють наступні основні серії підшипників за габаритами:

- а) особливо легка;
- б) легка;
- в) легка широка;
- г) середня;
- д) середня широка;
- е) важка.

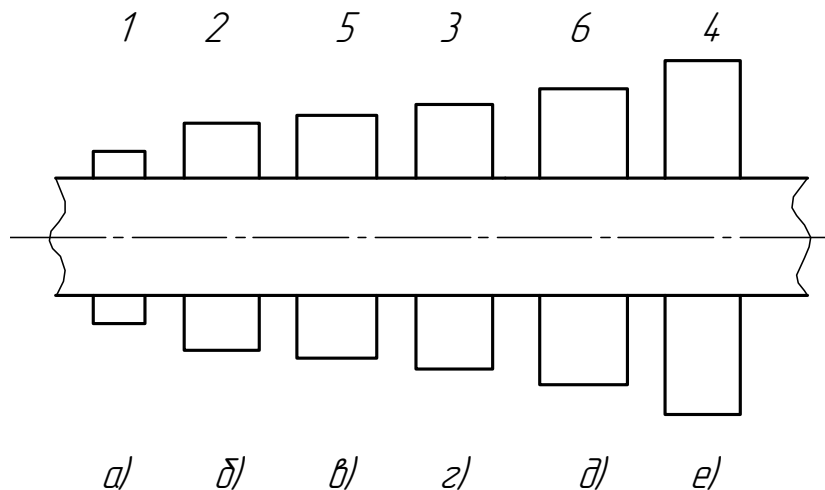


Рис. 14.1 Серії підшипників

Ще є надлегкі дві серії.

За шириною розрізняють: вузькі, нормальні, широкі й особливо широкі. На малюнку зазначені серії, що мають основне поширення.

4. Умовні позначення підшипників кочення

Наносяться на торцях підшипників. Складаються із цифр і букв.

Дві перші цифри починаючи справа позначають внутрішній діаметр підшипників. Діаметр від 20 до 495 мм рівний цьому двозначному числу, помноженому на 5. Наприклад, 11 → $d_{вн} = 55$ мм; 05 → $d_{вн} = 25$ мм і т.д.

Третя цифра справа разом із сьомою позначають серію підшипників, причому сьома цифра уточнює спосіб отримання серії. Третьою цифрою безпосередньо позначено серію підшипника: 1-особливо легка серія;

- 2 – легка;
- 3 – середня;
- 4 – важка;
- 5 – легка широка;
- 6 – середня широка і т.д.

3) *Четверта справа цифра* позначає тип підшипника:

- 0 – (не ставиться) – радіальний кульковий однорядний;
- 1 – радіальний кульковий дворядний сферичний;
- 2 – радіальний з короткими циліндричними роликами;
- 3 – радіальний роликовий дворядний сферичний;
- 4 – роликовий з довгими циліндричними роликами або голками;
- 5 – роликовий із крученими роликами;
- 6 – радіально-упорний кульковий;
- 7 – роликовий конічний;
- 8 – упорний кульковий;
- 9 – упорний роликовий.

П'ята й шоста цифра справа уводяться не для всіх підшипників, вони позначають конструктивні особливості підшипників: у радіально-упорних підшипниках кочення ($36-12^\circ$, $46-26^\circ$, $66-36^\circ$), наявність стопорної канавки на зовнішньому кільці, наявність вбудованих ущільнень, складання підшипників через виріз і т.п.

Приклад. Підшипник №7216.

7 – роликовий конічний

2 – легкої серії

16 – $D_{\text{вн}}=5 \times 16=80$ мм.

Перед умовним позначенням через тире може стояти цифра, що означає клас точності підшипника. 2,4,5,6,0 – класи точності. Нормальний клас (0) не позначають.

Літера, вказана через тире праворуч, позначає матеріал сепаратора (205 – Е – текстолітовий сепаратор).

5. Основні типи ПК і їх характеристики. Кулькові підшипники

1) Кульковий радіальний однорядний підшипник складається з:

1. Внутрішнього кільця;
2. Зовнішнього кільця;
3. Кульок;
4. Сепаратора.

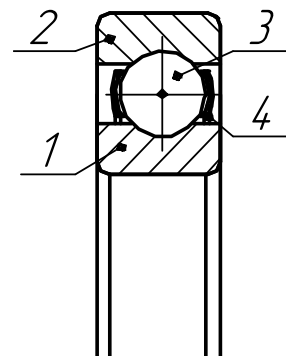


Рис. 14.2. Кульковий радіальний однорядний підшипник

Сприймає в основному радіальне навантаження, але може сприймати й осьове (до 25% радіального). Для сприйняття чисто осьових навантажень цей тип підшипників виконують зі збільшенням зазору. Перекіс кілець допускається до $1/4^\circ$. Радіуси профілів доріжок кочення: $r=0,515d_{ш}$. Це найбільш масовий тип підшипників кочення.

Сепаратор – звичайно сталь 10, змійковий із заклепками.

При $V=15$ м/сек – масивні суцільні сепаратори із центруванням по зовнішньому кільцю.

Кульки закладають при складанні:

- при зсуві кілець.
- через виріз у кільцях – на 10% більше кульок і на 40% вище вантажопідйомність, але цей підшипник не може сприймати осьове навантаження.

2) Кульковий радіальний дворядний сферичний підшипник.

Сприймає радіальні навантаження в умовах значних перекосів (до $2-3^\circ$) при неточній установці й нежорстких валах. Може сприймати невеликі осьові навантаження. Центр сфери на осі підшипника, що забезпечує установлювальність.

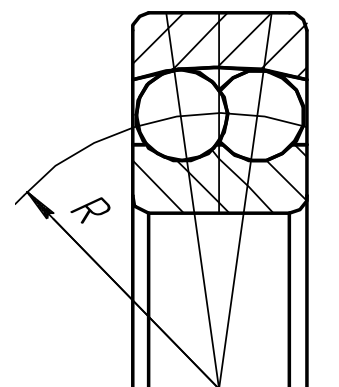


Рис. 14.3. Кульковий радіальний дворядний сферичний підшипник

Сепаратор сталевий штампований пелюсткового типу. При $V > 10$ м/сек – масивні суцільні сепаратори.

3) Кульковий радіально-упорний підшипник.

Кути контакту $\beta = 12^\circ$ (тип 36000), 26° (тип 46000), 36° (тип 66000).

Може сприймати радіальне й осьове навантаження й кожне окремо. Застосовується при середніх і високих η . Завдяки зрізу зовнішнього кільця кількість кульок закладають на 45% більше, ніж у радіальний підшипник. Радіальна вантажопідйомність більше, ніж у радіального підшипника на 30-40%.

Сепаратор масивний свердлений або штампований беззаклепковий.

Розбирання й складання відбувається з нагріванням зовнішнього кільця. Іноді такі підшипники виконують рознімними. Їх часто встановлюють по два поруч – сприймають знакозмінні навантаження.

4) Випускаються кулькові підшипники із чотирьохточковим контактом. Вони мають в 1,5 рази вище навантажувальну здатність. Рознімне кільце необхідне для заповнення підшипників кульками.

Для кулькових радіальних і радіально-упорних підшипників максимальна швидкість $V_{\max} = 20$ м/сек, а для упорних кулькових – $V_{\max} = 5$ м/сек.

5) Кульковий упорний підшипник.

Сприймає однобічне осьове зусилля. Погано працює при $V > 5$ м/сек (на кульки діють відцентрові сили й гіроскопічний момент). Краще працює при установці на вертикальних валах, на горизонтальних – гірше (потрібен попередній натяг). Іноді виконуються сферичні підкладки для самоустановлення (але це ефективно в деяких

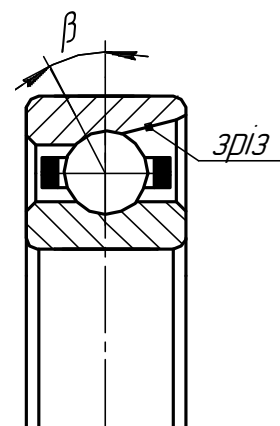


Рис. 14.4. Кульковий радіально-упорний підшипник

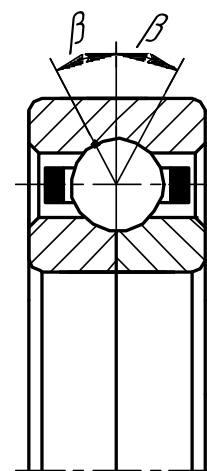


Рис. 14.5. Кулькові підшипники із чотирьохточковим контактом

межах, оскільки сили тертя заважають).
Можуть виконуватися й двосторонніми (дворядними) для сприйняття знакозмінного навантаження.

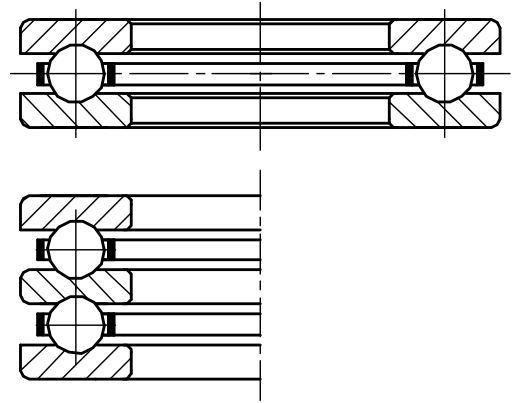


Рис. 14.6. Кульковий упорний підшипник

6. Контрольні питання

1. З яких деталей складається підшипник?
2. Класифікація підшипників за напрямком сприйманого навантаження.
3. Класифікація підшипників за формою тіл кочення.
4. Габарити підшипників.
5. Що означають 2 крайні справа цифри в позначенні підшипника?
6. Основні типи шарикопідшипників.

Лекція 15. Підшипники кочення

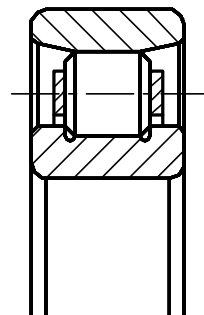
Зміст:

1. Роликові підшипники.
2. Матеріали в підшипниках кочення.
3. Розрахунок підшипників на довговічність.
4. Зведене навантаження й добір підшипників.
5. Контрольні питання.

1. Роликові підшипники

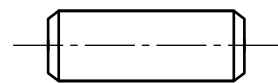
1) Роликові радіальні підшипники з короткими роликами.

Сприймають тільки радіальні навантаження (в 1,7 разів більші, ніж кулькові). Зовнішнє кільце знімне. *Сепаратор* типу білячого колеса (склепаний). Підшипники допускають осьовий взаємний зсув кільця у значних межах. Установлюють у випадку великих температурних розширень вала й при самоустановці вала при шевронних колесах. Виконуються також з наявністю буртів на зовнішньому кільці, але осьове навантаження сприймають погано. Забезпечують лише несилу осьову фіксацію (колеса на валу). Є й інші різновиди: з одним буртом, з упорною шайбою.



2) Роликові радіальні підшипники з довгими циліндричними роликами.

Сприймають більші радіальні навантаження в обмежених радіальних габаритах.

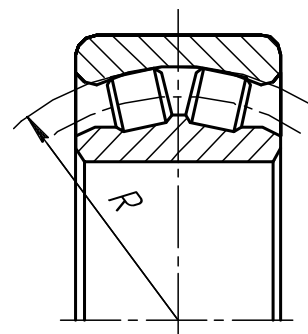


3) З витими роликами зі смужкового заліза.

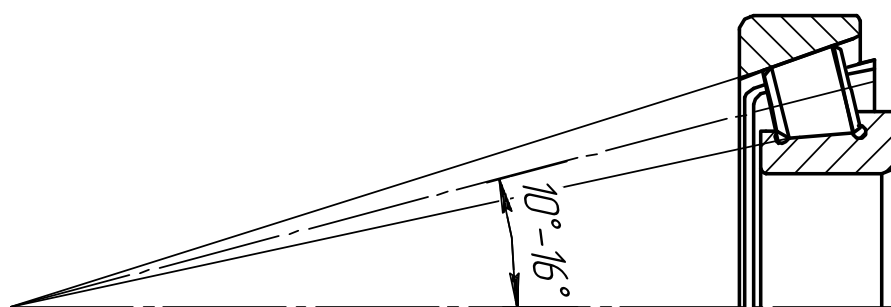
Допускають перекося до 30° за рахунок пружності роликів. Застосовуються в маловідповідальних вузлах та при ударних навантаженнях. Сусідні ролики мають протилежну навівку, за рахунок чого покращується змащування і зменшується осьове зміщення.

4) Дворядний підшипник з короткими циліндричними роликами застосовується в шпинделях металорізальних верстатів. Висока точність у роботі досягається за рахунок регулювання розпору внутрішнього кільця. Швидкохідні.

5) Роликовий радіальний дворядний сферичний підшипник сприймає особливо великі радіальні навантаження при значних перекосах (до $2-3^\circ$). Ролики бочкоподібні симетричні й несиметричні. Дорогі й технологічно складні підшипники.



6) Роликовий радіально-упорний конічний підшипник сприймає значні спільно діючі радіальні й осьові навантаження при швидкостях $V \leq 15$ м/сек. Має в 1,9 разів вище вантажопідйомність, ніж кульковий підшипник. Дуже широко застосовується в машинобудуванні.



Зручний у складанні-розбиранні й регулюванні. Кут конусності роликів $\approx 1,5-2^\circ$. Сепаратор чашковий штампований. Забезпечується чисте кочення завдяки збігу вершин конусів.

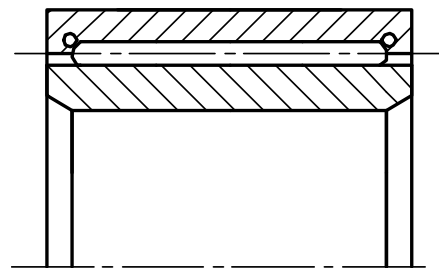
Ролики виконують трохи бочкоподібними. Це знімає концентрацію напружень у країв ролика – ресурс підвищується в 2 рази й знижується чутливість до перекосів. Застосовуються також *багаторядні конічні роликові підшипники* (наприклад, у прокатних станах).

Сфероконічні підшипники з конічними бочкоподібними роликами сприймають великі радіальні й осьові навантаження й самовстановлюються. Застосовуються в найбільш відповідальних конструкціях: у бурових установках, у гідротурбінах. Дорогі й складні у виготовленні.

Упорні роликопідшипники. Сприймають великі осьові навантаження при невеликих частотах обертання. Щоб уникнути шкідливого ковзання при роботі мають або короткі циліндричні, або конічні ролики.

7) Голчасті роликопідшипники застосовуються при дуже стиснутих радіальних габаритах, швидкостях $V < 5$ м/сек і при коливальних рухах. Мають високу раді-

альну вантажопідйомність. Осьових навантажень не сприймають. Підшипник зазвичай працює в режимах кочення в навантаженій зоні, і ковзання в ненавантаженій. Довговічність голок відносно невелика. Поверхня кочення повинна бути загартована до високої твердості, відшліфована й відполірована. Вартість підшипників залежить від розміру, типу, класу точності, типу сепаратора, масовості випуску.



2. Матеріали в підшипниках кочення

Кільця й тіла кочення в основному виготовляють зі сталей ШХ15 і ШХ15СГ (1,5% хрому, кремній (С) 1,0-1,1%, марганець (Г) до 1%). Іноді застосовують також сталі 18ХГТ і 20Х2Н4А. Твердість кілець і тіл кочення – 60-66HRC. Сепаратори – сталь 10, м'яке штампування. Швидкісні підшипники мають масивні сепаратори з антифрикційної бронзи (центрування по зовнішньому кільцю); з анодованого дюралюмінію, металокераміки, текстоліту, пластифікованої деревини, поліамідів. У спеціальних випадках – пластмасові сепаратори з металевим каркасом. Розпочато застосування тіл кочення із пластмас (добре працюють в умовах ударного навантаження) і безшумні. Кільця в цьому випадку виконуються з легких сплавів (невисокі вимоги до твердості).

3. Розрахунок підшипників на довговічність

При розрахунках враховується:

1. Величина й напрямок діючих навантажень (радіальне, осьове, комбіноване);
2. Характер навантаження (постійне, змінне, ударне);
3. n – число обертів ПК;
4. Ресурс у годинах або мільйонах обертів.

Вимоги пред'являють до конструктивної особливості вузла підшипника (посадка, яке кільце обертається, температурні умови, регулювання попереднього натягу й т.п.).

Підшипники кочення не можуть служити нескінченно довго навіть в ідеальних умовах (відсутність зношування, корозії й т.п.). Критерієм їх працездатності в цьому випадку є втомне викришування поверхневих шарів доріжок і тіл кочення.

На основі великих експериментальних робіт була встановлена наступна залежність між навантаженням Q і ресурсом підшипника кочення – сумарним числом L мільйонів обертів до появи ознак втоми

$$\left(\frac{C}{Q}\right)^\alpha = L,$$

де α – показник ступеня ($\alpha=3$ – для кулькових підшипників; $\alpha=3,33$ – для роликопідшипників);

C – динамічна вантажопідйомність – постійне радіальне навантаження (а для упорних і упорно-радіальних підшипників – постійне осьове навантаження), яке підшипник може витримати упродовж 10^6 обертів, у кН.

За цією формулою проводиться перевірочний розрахунок підшипників кочення.

Ця залежність є рівнянням похилої гілки кривої втоми підшипника. Горизонтальної ділянки в робочому діапазоні циклів навантаження не спостерігається.

Підшипники одного типорозміру мають суттєво різний ресурс. Розсіювання ресурсу пов'язано з тим, що підшипник складається з багатьох деталей, термічно оброблених до високої твердості й зібраних із трохи різною якістю (шорсткувата поверхня, місцеві дефекти й т.п.). Розсіювання ресурсу доходить до 30% і більше. За розрахунковий прийнято ухвалювати гарантований ресурс, який мають 90% усіх підшипників, тобто 10% обраних за нижченаведеною методикою можуть проробити менше розрахункового строку. Середній ресурс перевищує в 3-5 раз розрахунковий. А 1% підшипників може мати всього-на-всього тільки 20% від розрахункового.

4. Зведене навантаження й підбір ПК

Підшипники часто зазнають спільної дії радіального й осьового навантажень. Навантаження може бути постійним, змінним, ударним. Обертатися може зовнішнє

або внутрішнє кільце. Температура може бути нормальною, підвищеною, зниженою. Усі ці фактори впливають на працездатність підшипника кочення.

1) Зведене радіальне навантаження для радіальних і радіально-упорних, кулькових і роликів підшипників визначається за формулою

$$Q = (XV_K F_r + YF_a) K_o K_T,$$

де F_r – радіальне навантаження, кН;

F_a – осьове навантаження, кН;

X , Y – коефіцієнти, відповідно, радіального й осьового навантажень (обираються за таблицею залежно від типу підшипника, кута контакту тіл кочення β і співвідношення радіального й осьового навантажень);

V_K – коефіцієнт обертання, рівний 1 при обертанні внутрішнього кільця підшипника й 1,2 при обертанні зовнішнього;

K_o – коефіцієнт безпеки, що враховує динамічність навантаження (обирається у межах від 1 до 3 за таблицею, залежно від перевантажень і ударів);

K_T – температурний коефіцієнт, що вводиться тільки при підвищеній температурі $>100^\circ\text{C}$ для підшипників, виготовлених зі звичайних підшипникових сталей (краще застосовувати в цьому випадку підшипники виготовлені з теплостійких сталей).

$K_T =$	до 1000°C	1250°C	1500°C	2000°C
	1,0	1,05	1,1	1,25

Розрахункова формула для Q є спрощеною, насправді вона значно складніше зв'язує F_a й F_r , оскільки через радіальний зазор у підшипниках при відсутності осьового навантаження F_a має місце підвищена нерівномірність навантаження тіл кочення. Зі збільшенням же осьового навантаження F_a відбувається вибирання зазору, збільшується робоча дуга в підшипнику й навантаження на тіла кочення розподіляється більш рівномірно. До деякого значення $\left(\frac{F_a}{V_K F_r} = e\right)$ це компенсує збільшення загального навантаження й приймають $X=1$, а $Y=0$. Значення величини e

наведені в таблицях залежно від відношення $\frac{F_a}{C_0}$, де C_0 – статична вантажопідйомність, що обирається за каталогом підшипників.

При значеннях $\frac{F_a}{V_K F_r} > e$ величини коефіцієнтів X і Y обираються за таблицею (причому для однорядних підшипників $X \leq 1$ і $Y \geq 1$).

2) Зведене навантаження Q для підшипників з короткими циліндричними роликами визначається за формулою:

$$Q = F_r K_\delta K_T V_K, \text{ оскільки } F_a = 0.$$

3) Зведене навантаження Q для упорних підшипників визначається за формулою

$$Q = F_a K_\delta K_T,$$

оскільки $F_r = 0$.

4) Зведене навантаження для упорно-радіальних підшипників визначається за формулою

$$Q = (X F_r + Y F_a) K_\delta K_T,$$

тобто $V_K = 1$, оскільки неважливо яке кільце обертається.

При розрахунках радіально-упорних підшипників (рис. 15.1) необхідно враховувати, що в них при радіальному навантаженні й відсутності осьового зазору й натягу виникає осьова сила, прийнята для радіально-упорних шарикопідшипників

$$S = e \cdot F_r,$$

а для радіально-упорних роликопідшипників

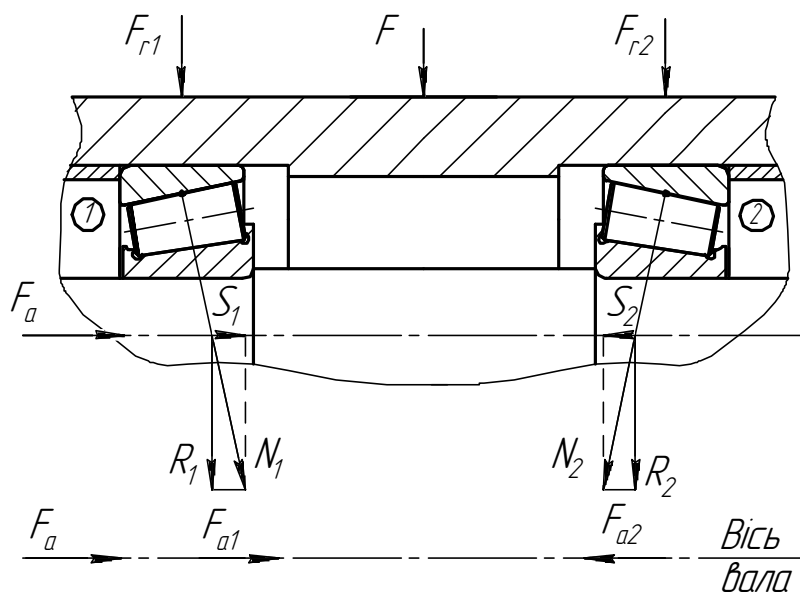


Рис. 15.1 Схема визначення осьової сили на підшипники

$$S = 0,83 \cdot e \cdot F_r,$$

де коефіцієнт 0,83 урахує інший ніж у шарикопідшипників закон розподілу навантаження між тілами кочення.

Таким чином, розрахункове осьове навантаження F_a на підшипник складається із зовнішнього осьового навантаження на вал і осьової складової S_i від іншого радіально-упорного підшипника (від напарника).

S_1 і S_2 виникають від дії радіальних реакцій підшипників F_{r1} і F_{r2} . Усі сили (F_a , S_1 , S_2) прикладені до вала.

Розглянемо як визначаються осьові розрахункові сили на підшипниках.

F_{a1} і F_{a2} – це остаточні реакції в осьовому навантаженні на опорах.

Обов'язкова умова:

$$F_a + F_{a1} - F_{a2} = 0 \quad (*)$$

Розглянемо всі випадки співвідношення F_{a1} , S_1 і S_2 й визначимо для них величини F_{a1} й F_{a2} .

1) $S_1 > S_2$. У цьому випадку опора (2) повинна буде сприйняти сили F_a й S_1 , тобто з рівняння (*) знайдемо:

$$F_{a2} = F_a + S_1;$$

$$F_{a1} = S_1.$$

2) $S_2 > S_1$, але $F_a > S_2 - S_1$. У цьому випадку таким же чином опора (2) сприйме сили F_a й S_1

$$F_{a2} = F_a + S_1;$$

$$F_{a1} = S_1 \text{ з рівняння (*)}$$

3) $S_2 > F_a$, але $F_a < S_2 - S_1$. У цьому випадку опора (1) сприйме різницю сил $S_2 - F_a$, тобто

$$F_{a1} = S_2 - F_a;$$

$$F_{a2} = S_2 \text{ з рівняння (*)}.$$

У довідниках є схеми установки підшипників, а також даються формули для визначення F_{a1} й F_{a2} залежно від співвідношення зовнішнього осьового навантаження й осьових складових від радіального навантаження на підшипниках.

5. Контрольні питання

1. Класифікація роликотпідшипників.
2. Які застосовуються матеріали в підшипниках?
3. Що таке динамічна вантажопідйомність?
4. Як впливає форма тіла кочення на довговічність підшипників?
5. Як визначити зведене навантаження на підшипник?
6. Як визначити осьове навантаження на підшипник?

Лекція 16. Підшипники ковзання

Зміст:

1. Область застосування підшипників ковзання.
2. Вимоги до підшипників ковзання.
3. Конструкція підшипників ковзання.
4. Матеріали підшипників.
5. Розрахунки підшипників ковзання з напівсухим або напіврідинним тертям.
6. Контрольні питання.

1. Область застосування підшипників ковзання

Підшипники ковзання, в основному, застосовуються:

- 1) для прохідних валів (довговічність підшипників кочення мала);
- 2) для валів і осей, що вимагають точної установки;
- 3) для валів дуже великого діаметра (немає стандартних підшипників кочення);
- 4) у випадках, коли підшипники за умовами складання повинні бути різними;
- 5) при ударних і вібраційних навантаженнях (мастило виступає в ролі демфера);
- 6) при роботі підшипників в агресивному середовищі;
- 7) для тихохідних осей і валів невідповідальних механізмів (простіше й дешевше).

Залежно від напрямку сприйманого навантаження підшипники ковзання бувають:

- 1) радіальні;
- 2) упорні або підп'ятники;
- 3) радіально-упорні.

Найчастіше застосовуються радіальні й упорні.

2. Вимоги до підшипників ковзання

- 1) Конструкція й матеріали повинні забезпечувати мінімальні втрати на тертя й зношування;
- 2) мати достатню міцність і жорсткість;
- 3) розміри повинні бути достатніми для сприйняття тиску без видавлювання мастила й відводу теплоти;
- 4) складання підшипників, установка осей і валів і особливо змащення повинні бути досить прості.

Для зменшення тертя в підшипниках ковзання застосовується змащення, яке зменшує зношування, нагрів деталей, а також збільшує ККД механізмів.

Види тертя:

- рідинне;
- напіврідинне;
- напівсухе.

Рідинне – робочі поверхні вала й підшипника *повністю* розділяє шар мастила, товщина якого більше висоти максимальних нерівностей.

Для створення *рідинного* тертя повинен бути *гідродинамічний* (створюваний обертанням вала) або *гідростатичний* (від насоса) надлишковий тиск.

Вал при обертанні захоплює мастило в зазор між ним і підшипником, утворюючи при цьому *клин*.

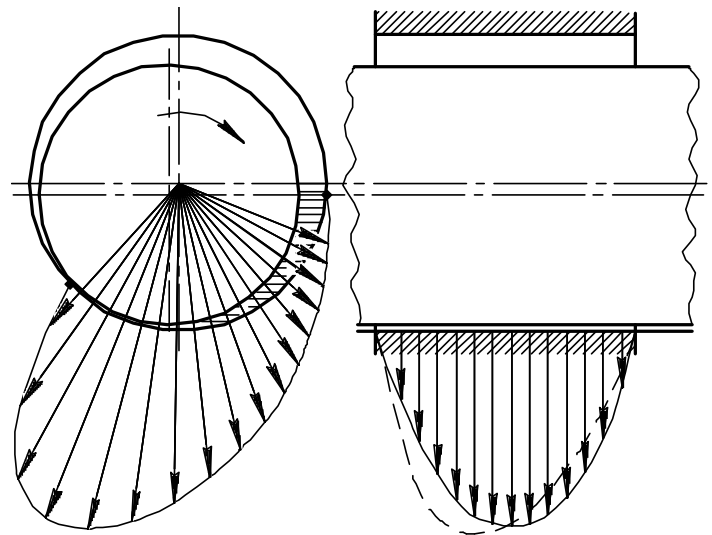


Рис. 16.1 Епюри гідродинамічного тиску в підшипнику

3. Конструкція й матеріал підшипників ковзання

Підшипник ковзання складається з корпусу, вкладишів, що підтримують вал, а також змашувальних і захисних пристроїв.

Корпус виготовлений із *чавуну*, *вкладиші* – з *антифрикційних* матеріалів (заміна вкладишів *дешевше*, ніж заміна всього підшипника). У ручних приводах застосовуються безвкладишні підшипники, оскільки зношування менше.

Розрізняють *рознімні* й *нерознімні* підшипники ковзання.

Нерознімні, у яких корпус і вкладиші суцільні, *простіші* й *дешевші*, але незручні при монтажі осей і валів, тому застосовуються для кінцевих цапф осей і валів.

4. Матеріали підшипників ковзання

Корпуса підшипників звичайно виконують із чавуну СЧ12, СЧ15, СЧ18.

Вкладиші з бабітів і свинцевих бронз виготовляють біметалічними (на сталеву стрічку наносять бабіт або бронзу). Бронзові вкладиші мають більшу міцність і жорсткість, але погано приробляються. Бабіти добре приробляються й добре працюють при високих швидкостях, але погано сприймають ударне навантаження й реверсування руху вала.

У деяких підшипниках застосовують металокерамічні вкладиші з порошків заліза або бронзи з додаванням графіту шляхом пресування й наступного спікання. Володіючи високою пористістю, вони просочуються, що дозволяє їм тривалий час працювати без змащення.

Пластмаси (текстоліти, поліаміди, капрон, нейлон) добре приробляються, змащення відбувається водою.

Гуми добре використовувати при роботі у воді.

5. Розрахунки підшипників ковзання з напівсухим або напіврідким тертям

Нормальну роботу визначають наступні фактори: несуча здатність, зносостійкість, температура нагрівання й відсутність заїдання цапфи.

Підшипники ковзання розраховують за *середнім тиском* p між цапфою й вкладишем і добутку цього *тиску* на *окружну швидкість* v ковзання цапфи, тобто за величиною $p \cdot v$. При цьому p характеризує несучу здатність, а $p \cdot v$ – зношування, тепловиділення й ступінь небезпеки заїдання.

При ручному приводі проводиться розрахунок тільки на p .

Діаметр d цапфи (шипів або шийки) визначається конструктивно залежно від діаметра вала.

Довжину цапфи призначають залежно від її діаметра

$$l = \varphi d,$$

де коефіцієнт $\varphi = l/d$ для більшості машин приймають у межах $\varphi = 0,5 \div 1,2$.

Для самоустановлювальних підшипників приймають $\varphi \geq 2$, для коротких підшипників $\varphi = 0,3 \dots 0,5$.

Розрахунки підшипників ковзання за середнім тиском p між цапфами й вкладишами виконують за формулою

$$p = \frac{F}{dl} \leq [p],$$

де F – радіальне навантаження на підшипник.

Умова роботи підшипників ковзання без надмірного нагрівання й заїдання:

$$pv \leq [pv].$$

Підставивши

$$v = \frac{\omega d}{2} \text{ і } p = \frac{F}{dl},$$

одержимо

$$pv = \frac{F\omega}{2l} \leq [pv].$$

Величину $[p]$ й $[pv]$ обираємо за довідником залежно від матеріалу вкладиша. Якщо $p > [p]$ або $pv > [pv]$, то треба або змінити матеріал вкладишів підшипника, або збільшити довжину підшипника l з умовою, щоб φ не перевищував допустимого значення.

Середні значення для чавунних або бронзових вкладишів для редукторів загального призначення $[p] = 2 \dots 6$ МПа, $[pv] = 4 \dots 8$ МПа·м/с, а для редукторів важкого типу $[p] = 6 \dots 12$ МПа, $[pv] = 6 \dots 20$ МПа·м/с.

6. Контрольні питання

1. Область застосування підшипників ковзання.
2. Вимоги до підшипників ковзання.
3. Як забезпечити гідродинамічний надлишковий тиск?
4. Як забезпечити гідростатичний надлишковий тиск?
5. З яких матеріалів виготовляються вкладиші?
6. Які переваги нерознімних підшипників ковзання?
7. Як розрахувати підшипник на несучу здатність?
8. Як визначити довжину цапфи?

Лекція 17. З'єднання деталей машин. Різьбові з'єднання

Зміст:

1. Класифікація з'єднань.
2. Різьбові з'єднання.
3. Види різьб.
4. Взаємодія між гвинтом і гайкою.
5. Розрахунки різьби на міцність.
6. Контрольні питання.

1. Класифікація з'єднань

Для виконання робочих функцій деталі машин відповідним чином з'єднуються між собою, утворюючи *рухливе* або *нерухоме* з'єднання.

У машинобудуванні термін «з'єднання» прийнято відносити тільки до нерухомих з'єднань деталей машин.

Розрізняють *роз'ємні* з'єднання, що допускають зручне розбирання деталей машин без руйнування з'єднуючих або з'єднаних елементів, і *нероз'ємні*, які можна розібрати тільки після їхнього повного або часткового руйнування.

Роз'ємні – різьбові, клинові, штифтові, шпонкові, шліцьові.

Нероз'ємні – заклепкові, зварні, паяні, клейові й з натягом.

Нероз'ємні з'єднання застосовують там, де в їхньому розбиранні немає потреби. Якщо за умовами роботи з'єднання необхідне розбирання й складання його деталей, то в цьому випадку застосовують роз'ємне з'єднання.

Вибір виду з'єднання конструкції визначається її будовою і призначенням, а також економічними показниками.

2. Різьбові з'єднання

Різьбовими називають такі з'єднання, які здійснюються кріпильними деталями за допомогою різьби. Різьба формується утворенням на циліндричному або коніч-

ному стрижні канавок з поперечним перерізом певного профілю (у вигляді трикутника, трапеції і т.д.), кожна точка якого розташовується на гвинтових лініях.

Розташовані між канавками виступи називають *витками різьби*.

Основними кріпильними деталями різьбових сполучень є болти, гвинти, шпильки й гайки.

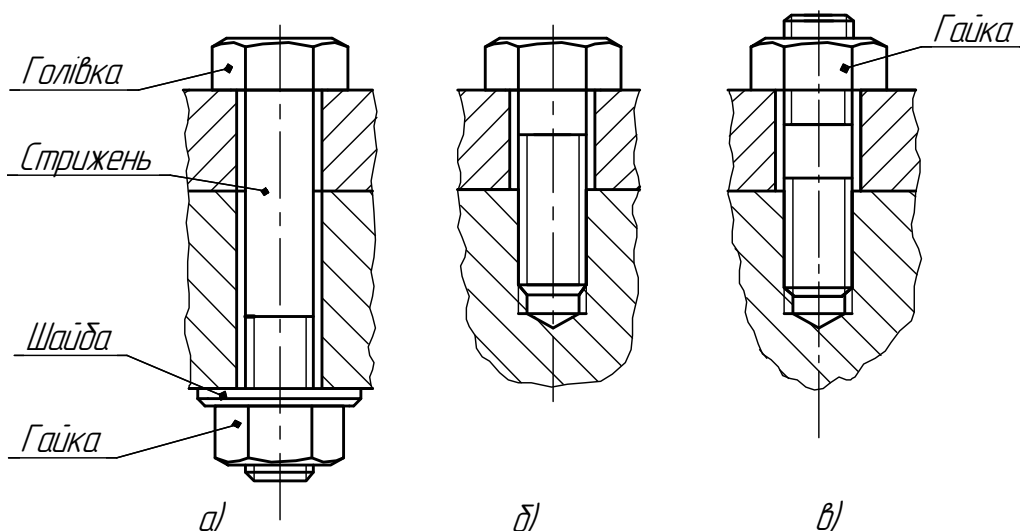


Рис. 17.1. Види різьбових з'єднань:

а) болтове; б) гвинтове; в) шпилькове

Болт являє собою стрижень із різьбою для гайки на одному кінці й головкою на іншому (рис. 17.1, а).

Гвинт – це стрижень, звичайно з головкою на одному кінці й різьбою на іншому кінці, який угвинчується в одну з деталей, що скріплюються (рис. 17.1, б).

Шпилька являє собою стрижень із різьбою на обох кінцях; одним кінцем вона вгвинчується в одну з деталей, що скріплюються, а на інший кінець нагвинчується гайка (рис. 17.1, в).

Гайка – це деталь із різьбовим отвором, що нагвинчується на гвинтовий стрижень, наприклад, на болт (рис. 17.1, а) або на шпильку (рис. 17.1, в), що й служить для замикання гвинтових, болтових або шпилькових з'єднань деталей.

Болтами скріплюються деталі відносно невеликої товщини. Болти застосовують також для скріплення деталей з матеріалів, що не забезпечують необхідну надійність нарізного сполучення стрижня гвинта й деталі.

Гвинти застосовують, коли одна з деталей, що скріплюються, має відносно велику товщину й з'єднання не вимагає частого збирання-розбирання. Матеріал, з

якого виготовляється деталь більшої товщини, повинен забезпечувати необхідну міцність і надійність нарізного з'єднання. Шпильки застосовують замість гвинтів у тих випадках, коли з'єднання зазнає частих збирань-розбирань.

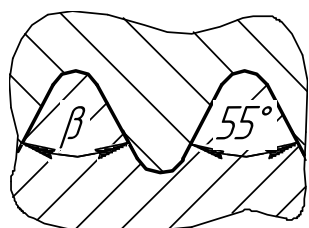
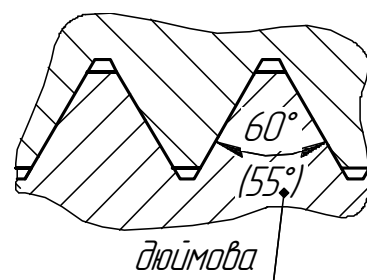
3. Види різьб

За формою профілю розрізняють трикутну, прямокутну, трапецеїдальну й круглу різьбу.

За призначенням різьби ділять на:

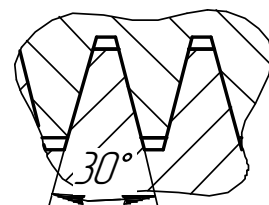
1) *Кріпильні різьби* мають трикутний профіль із пригнаними вершинами.

Трикутний профіль дає підвищені сили тертя, що перешкоджає самовідгвинчуванню. Метрична різьба ($\beta=60^\circ$) і дюймова ($\beta=55^\circ$) забезпечують підвищену міцність витків різьблення. Метрична різьба буває із великим і малим кроком. При великому кроці різьба має підвищену статичну міцність, а при малому – динамічну. Крім того дрібна різьба характеризується кращим самосполученням.

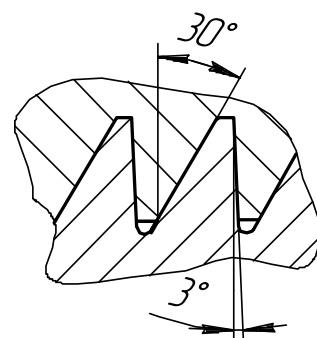


2) *Кріпильно-ущільнюючі різьби* служать як для скріплення деталей, так і для герметизації з'єднання. Вони також мають трикутний профіль, але без радіальних зазорів (профілі мають плавні закруглення).

3) *Різьба для передачі руху* застосовується в ходових і вантажних гвинтах. Ця різьба для зменшення сил тертя виконується трапецеїдальною із симетричним профілем або з несиметричним профілем (упорна), а іноді із прямокутним профілем.



Упорні різьби призначені для сприйняття великих осьових сил, що діють в одному напрямку. Широке поширення така різьба одержала в домкратах. Різьби у світовій практиці стандартизовані. У свій час вони послужили першим об'єктом стандартизації в машинобудуванні.



Прямокутна різьба виготовляється на токарно-гвинторізних верстатах. Такий спосіб не дозволяє одержати високу точність, і тому дана різьба застосовується порівняно рідко й не стандартизована.

4. Взаємодія між гвинтом і гайкою

Сила між кожною парою контактуючих витків болта й гайки, згідно із законом Гука, пропорційна пружним переміщенням цих витків. Пружні переміщення витків за висотою гайки неоднакові.

Болт розтягнутий на ділянці 1-10 (сильніше розтягнутий у точці 1), а гайка, навпаки – стиснута (сильніше стиснута теж у точці 1).

Розподіл осьової сили між витками різьби був би рівномірним, якби, наприклад, різьбу було виготовлено абсолютно точно й податливість різьби була б значно вище податливості тіл гвинта й гайки. Насправді ж, розрахунки показують, що перший виток сприймає більш $1/3$ навантаження, а десятий – менш $1/100$ навантаження.

Експериментально встановлено, що внаслідок деформацій в різьбі через погрішності профілю, контактних і пластичних деформацій перший виток звичайно сприймає близько 20-25% осьового навантаження.

Збільшення висоти гайки з метою сприйняття з'єднанням більших F практично не впливає на міцність нарізного сполучення, оскільки може викликати ланцюгове руйнування витків різьби.

У зв'язку із цим в інженерній практиці розрахунки різьби гвинтів і гайок носять умовний характер.

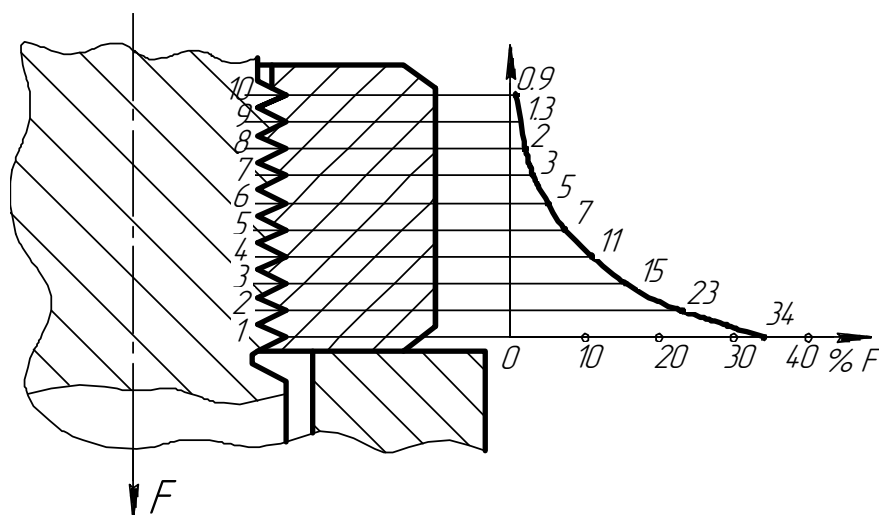


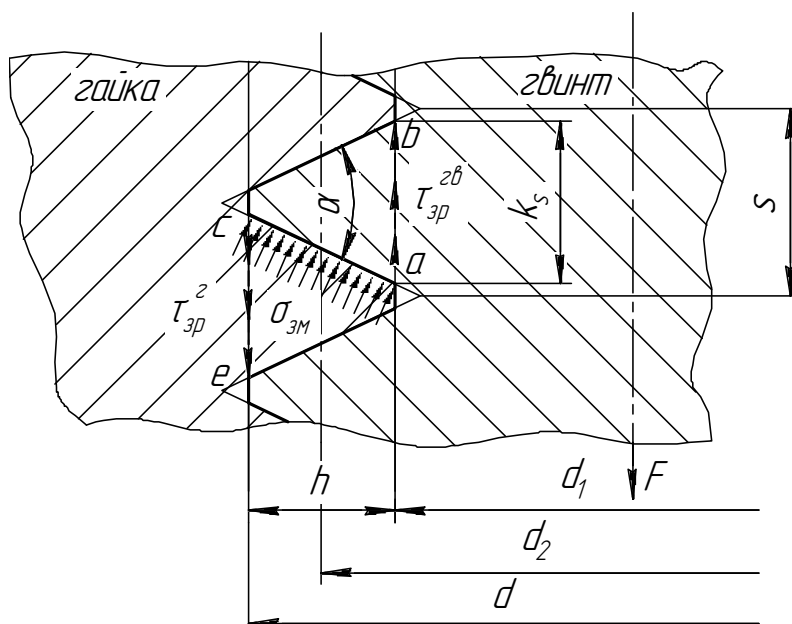
Рис. 17.2. Схема розподілу навантаження між витками різьблення за М. Є. Жуковським

5. Розрахунки різьби на міцність

У цих розрахунках передбачається, що навантаження між усіма витками розподілене рівномірно. Компенсація цього припущення відбувається за рахунок вибору допустимих напружень (знижених значень), встановлених на підставі досвіду.

Прийнято різьбу розраховувати на зминання й на зріз.

Розрахунок на зминання елементів різьби ведеться за формулою



$$\sigma_{зм} = \frac{F}{\pi \cdot d_2 \cdot h \cdot z} \leq [\sigma_{зм}],$$

де z – число витків різьби

$$z = \frac{H_{Г}}{S} \quad (H_{Г} \text{ – висота гайки}),$$

$$h = \frac{d - d_1}{2} \text{ – висота витка.}$$

Ця формула загальна для гвинта й гайки.

Площа зминання (на ділянці ca) насправді більша, ніж

$\pi d_2 \cdot h \cdot z \rightarrow \frac{\pi d_2 h \cdot z}{\cos(\alpha/2)}$, але й нормальна сила буде мати значення $\frac{F}{\cos(\alpha/2)}$ (значить $\cos(\alpha/2)$ скоротиться).

Якщо матеріал гвинта й гайки однаковий, то розраховують на зріз (вздовж лінії ab) тільки витки різьби гвинта, оскільки $d > d_1$. Якщо ж матеріал гайки менш міцний (так звичайно і є), то небезпечним є зріз (вздовж лінії ce) витків гайки.

Якщо немає впевненості, де слабке місце, треба здійснити розрахунок різьби обох деталей.

Для різьби гвинта

$$\tau_{зр}^{zb} = \frac{F}{\pi \cdot d_1 \cdot H} \leq [\tau_{зр}^{zb}],$$

де $H = z \cdot k_s$ – висота циліндра, що зрізується,

k_s – коефіцієнт повноти різьби: $\Delta - K = 0,866 \approx 0,87$
 $\square - K = 0,65$

$$\square - K = 0,4$$

Для різьби гайки

$$\tau_{zp}^e = \frac{F}{\pi \cdot d \cdot H} \leq [\tau_{zp}^e].$$

Іноді вводять у знаменник формул коефіцієнт $k_m = 0,55 \div 0,75$. Це коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження між витками різьби з урахуванням пластичних деформацій (для крупної метричної різьби).

Допустимі напруження на зріз і зминання

$$[\tau_{zp}] = (0,2 \div 0,3)\sigma_T,$$

$$[\sigma_{zm}] = 0,8\sigma_T,$$

де σ_T – границя текучості відповідної деталі з'єднання.

6. Контрольні питання

1. Які з'єднання називаються роз'ємними?
2. Які з'єднання називаються нероз'ємними?
3. Приведіть приклади роз'ємних з'єднань.
4. Коли застосовуються болтові, гвинтові й шпилькові з'єднання?
5. Які бувають різьби за їх призначенням?
6. Як розподіляється навантаження між витками різьби?
7. Чому не рекомендують застосовувати гайки з більш ніж 10 витками?
8. Як розраховується різьба на зминання?
9. У яких випадках розраховують на зріз витки гвинта й гайки?
10. Як визначаються допустимі напруження на зріз і зминання?

Лекція 18. Розрахунки болтів

Зміст:

1. Загальні відомості.
2. Болт навантажений осьовою розтягувальною силою.
3. Болт попередньо затягнутий.
4. Болт, установлений в отвір із зазором, навантажений поперечною силою.
5. Болт, установлений в отвір без зазору, навантажений поперечною силою.
6. Попередньо затягнутий болт із ексцентричною головкою навантажений зовнішньою силою.
7. Допустимі напруження.
8. Контрольні питання.

1. Загальні відомості

Вихід з ладу болтів, гвинтів і шпильок відбувається внаслідок розриву стрижня по різьбі, ушкодження або руйнування різьби. Крім того, у болтів і гвинтів іноді відбувається руйнування головок.

Надалі всі різьбові стрижневі вироби для стислості будемо називати болтами. З розрахунку на міцність визначається номінальний діаметр болта. Довжина болта вибирається залежно від товщини деталей, що з'єднуються. Інші розміри болта, а також гайки й шайби обираються залежно від діаметра різьби за відповідними стандартами. Розглянемо розрахунки болтів при різних видах навантаження.

2. Болт навантажений осьовою розтягувальною силою

Такий вид навантаження зустрічається порівняно рідко. Характерним прикладом даного навантаження може служити крюкова підвіска вантажопідйомної машини (рис. 18.1).

Умова міцності болта

$$\sigma_p = \frac{4F}{\pi d_1^2} \leq [\sigma_p],$$

де F – сила, що розтягує болт,

d_1 – внутрішній діаметр різьби болта,

$[\sigma_p]$ – допустимі напруження розтягання болта.

Тоді

$$d_1 = \sqrt{\frac{4F}{\pi[\sigma_p]}} \cong 1,13 \sqrt{\frac{F}{[\sigma_p]}}.$$

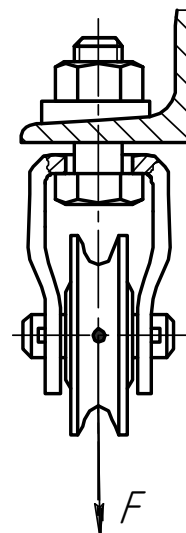


Рис. 18.1. Розрахункова схема болта

3. Болт попередньо затягнутий

Еквівалентні напруження в болті, у небезпечному поперечному перерізі якого діє поздовжня сила, що дорівнює зусиллю F затягування, і крутний момент T , що дорівнює моменту в різьбі, визначаються за формулою

$$\sigma_{\text{екв}} = \sqrt{\sigma_p^2 + 3\tau_{\text{кр}}^2} \approx 1,3\sigma_p.$$

Отже, стандартний болт, що працює одночасно на розтягання й кручення, можна розраховувати тільки на розтягання за допустимими напруженнями розтягання, зменшеними в 1,3 рази, або за розрахунковою силою, збільшеною в порівнянні із силою, що розтягує болт, в 1,3 рази.

Тоді проектний розрахунок болта проводиться за формулою

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,3F}{\pi[\sigma_p]}} = 1,3 \sqrt{\frac{F}{[\sigma_p]}}.$$

Такий підхід рекомендується для розрахунків гвинтових стяжок.

4. Болт, установлений в отвір із зазором, навантажений поперечною силою

Болт затягається такою силою затягування F_3 , щоб виникаюча при цьому сила тертя $F_{тр}$ на поверхні стику деталей, що з'єднуються, була більше зовнішньої поперечної зсуваючої сили F (рис. 18.2)

$$F_3 \cdot f > F,$$

звідки

$$F_3 > F/f,$$

де f – коефіцієнт тертя між деталями, що з'єднуються; для чавунних і сталевих деталей $f = 0,15 \dots 0,20$.

Розрахункова сила з урахуванням крутного моменту й 20% запасу від зсуву деталей буде дорівнювати

$$F_p = 1,3F \cdot 1,2.$$

Тоді

$$\sigma_p = \frac{4F_p}{\pi d_1^2} = \frac{4 \cdot 1,3 \cdot 1,2 \cdot F}{\pi d_1^2 \cdot f} \leq [\sigma_p],$$

звідки діаметр болта

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,3 \cdot 1,2 F}{\pi \cdot f [\sigma_p]}} \cong 1,4 \sqrt{\frac{F}{f [\sigma_p]}}.$$

5. Болт, установлений без зазору, навантажений поперечною силою

У цьому випадку (рис. 18.3) болт розраховують на зріз

$$\tau_{зр} = \frac{4F}{\pi d_0^2} \leq [\tau_{зр}],$$

де d_0 – діаметр стрижня болта в небезпечному перерізі;

$[\tau_{зр}]$ – допустиме напруження зрізу.

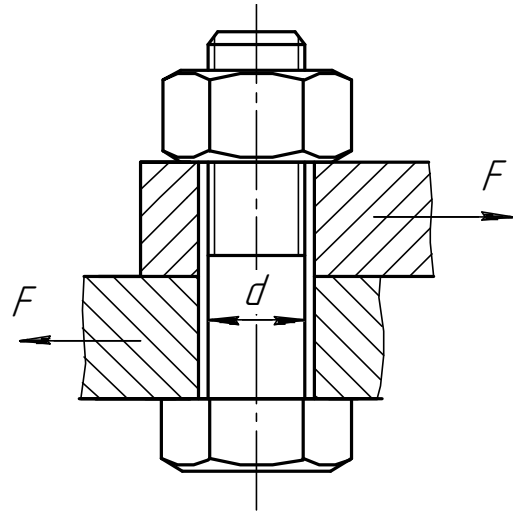


Рис. 18.2. Розрахункова схема болта, поставленого в отвір із зазором

Проектний розрахунок виконується за формулою

$$d_0 = \sqrt{\frac{4F}{\pi[\tau_{зр}]}} \cong 1,13 \sqrt{\frac{F}{[\tau_{зр}]}}.$$

Якщо порівняти цей варіант установки болтів з попереднім, то одержимо діаметр болта майже в 2 рази менше, однак цей варіант застосовується не часто через складність забезпечення складання з'єднання із групою болтів. Застосовувати з'єднання з болтами поставленими без зазору можливо лише тоді, коли може бути забезпечене спільне розсвердлювання й розгортка отворів в деталях, що скріплюються.

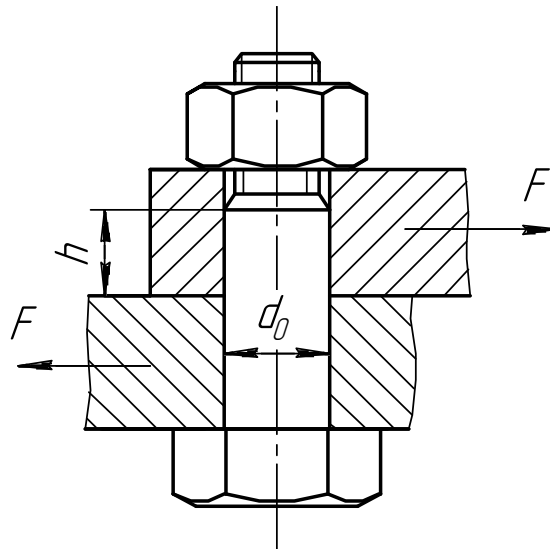


Рис. 18.3. Розрахункова схема болта, поставленого в отвір без зазору

Якщо болтом з'єднують м'які деталі, то необхідно робити перевірку міцності деталей на зминання

$$\sigma_{зм} = \frac{F}{d_0 h} \leq [\sigma_{зм}],$$

де h – довжина частини стрижня болта, що піддається найбільшому зминанню (рис. 18.3).

Тоді

$$h = \frac{F}{d_0 [\sigma_{зм}]}$$

6. Попередньо затягнутий болт із ексцентричною головкою навантажений зовнішньою силою F

У цьому випадку болт розраховують на розтягання і згин за розрахунковою силою F_p

$$\sigma_{\max} = \sigma_p + \sigma_{зг} = \frac{4F_p}{\pi \cdot d_1^2} + \frac{32F_p \cdot a}{\pi \cdot d_1^3} \leq [\sigma_p].$$

Звідки

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot \left(1 + 8 \frac{a}{d_1}\right) F_p}{\pi \cdot [\sigma_p]}},$$

де a – ексцентриситет прикладення навантаження.

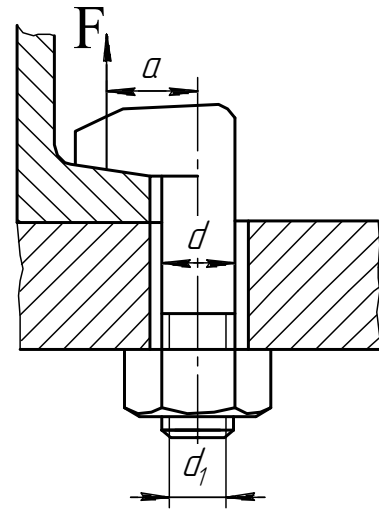


Рис. 18.4. Розрахункова схема болта з ексцентричною головкою

7. Допустимі напруження

Допустимі напруження розтягання

$$[\sigma_p] = \frac{\sigma_T}{[S]},$$

де σ_T – границя текучості матеріалу болта,

$[S]$ – допустимий коефіцієнт запасу міцності, що обирається залежно від того, контролюється затяжка болта чи ні, а також від його діаметра.

Якщо затяжка *не контролюється*, то

$$\begin{array}{cc} \text{Ø}6 \dots 16 & \text{Ø}16 \dots 30 \end{array}$$

$$\text{Вуглецева сталь} \quad [S]=4 \dots 3 \quad [S]=3 \dots 2$$

$$\text{Легована сталь} \quad [S]=5 \dots 4 \quad [S]=4 \dots 2,5$$

Якщо затяжка *контролюється*, то $[S]=1,3 \dots 2,5$.

Допустимі напруження зрізу

$$[\tau_{зр}] = (0,2 \dots 0,3) \sigma_T.$$

Допустимі напруження зминання

– для сталевих деталей $[\sigma_{зм}] = 0,8\sigma_T$;

– для чавунних деталей $[\sigma_{зм}] = (0,4...0,5)\sigma_B$;

де σ_T – границя текучості матеріалу болта,

σ_B – межа міцності матеріалу болта.

8. Контрольні питання

1. Які причини виходу з ладу різьбових виробів?
2. Як визначити діаметр болта, навантаженого осьовою розтягуючою силою?
3. Як у розрахунках враховується затяжка болта?
4. Як розрахувати болт, поставлений в отвір із зазором?
5. Як розрахувати болт, поставлений в отвір без зазору?
6. У якому випадку (4 або 5) діаметр болта виходить менше?
7. Коли застосовуються з'єднання із групою болтів, поставлених в отвори без зазорів?
8. Як впливає на діаметр болта ексцентриситет навантаження?
9. Як впливає контрольованість затяжки на $[\sigma_p]$?

Лекція 19. Розрахунки болтів

Зміст:

1. Попередньо затягнутий болт додатково навантажений зовнішньою розтягуючою силою.
2. Розрахунки групи болтів.
3. Контрольні питання.

1. Попередньо затягнутий болт додатково навантажений зовнішньою розтягуючою силою

Цей випадок (рис. 19.1,а) найпоширеніший, оскільки для більшості різбових з'єднань потрібна попередня затяжка болтів, що забезпечує щільність з'єднання й відсутність взаємних зсувів деталей у стику, які можуть порушити роботу з'єднання. Сила попередньої затяжки болта F_3 болт розтягує, а деталі в стику стискає.

Після затяжки болта при дії на болтове з'єднання сили F , тільки частина її χF додатково до сили F_3 навантажує болт, а інша частина $(1-\chi)F$ йде на часткове розвантаження деталей у стику від стиску (рис. 19.1, б). Коефіцієнт χ ,

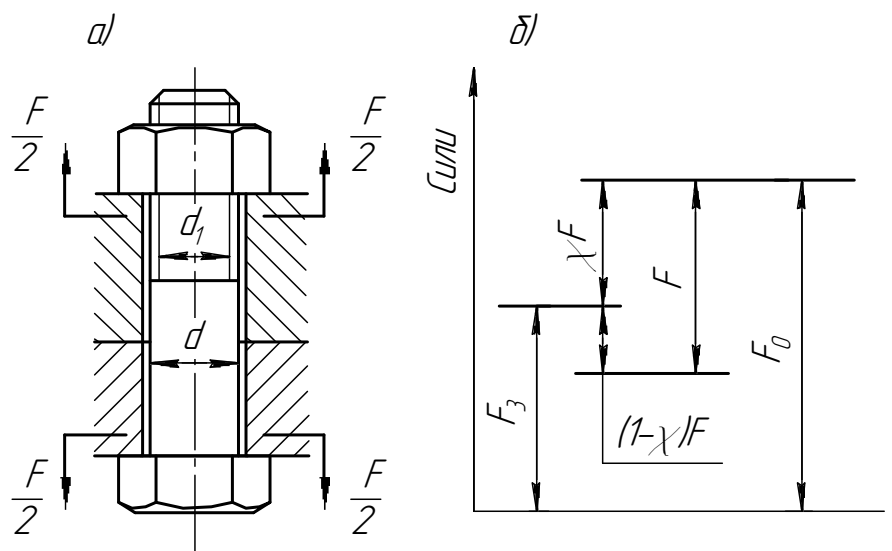


Рис. 19.1. Схема навантаження болта зовнішньою розтягуючою силою

що враховує частку зовнішнього навантаження F , що припадає на болт, називається *коефіцієнтом зовнішнього (основного) навантаження*.

Оскільки задача про розподіл сили F між болтом і стиком є статично невизначеною, то вона вирішується за допомогою умови спільності деформацій: *стиск стику зменшується настільки, на скільки болт розтягується*.

$$(1 - \chi)F\lambda_{\partial} = \chi F\lambda_{\sigma},$$

де λ_{σ} – коефіцієнт податливості болта, тобто подовження болта при розтяганні під дією сили в 1Н,

λ_{∂} – коефіцієнт податливості деталей, що з'єднуються.

Визначимо коефіцієнт зовнішнього навантаження

$$\chi = \frac{\lambda_{\partial}}{\lambda_{\sigma} + \lambda_{\partial}}.$$

Коефіцієнт податливості болта

$$\lambda_{\sigma} = \frac{l}{AE},$$

де l – довжина деформівної частини болта, яка приймається рівною товщині деталей, що стискаються,

A – площа поперечного перерізу стрижня болта,

E – модуль пружності болта.

Для визначення коефіцієнта податливості λ_{∂} з'єднаних деталей користуються методом, запропонованим проф. І. І. Бобариковим.

За І. І. Бобариковим, деформації з'єднаних деталей поширюються на так звані конуси тиску (рис.

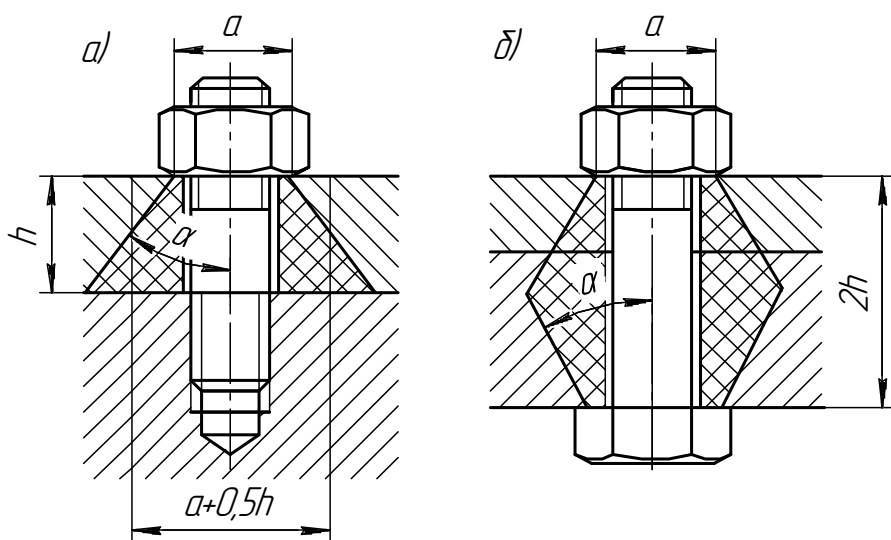


Рис. 19.2. Конуси тиску

19.2), зовнішній діаметр a менших основ яких являє собою відповідно зовнішній діаметр опорної поверхні гайки (головки болта, шайби і т.д.), а твірні нахилені під кутом $\alpha=45^\circ$. Новітніми дослідженнями встановлено, що $\alpha < 45^\circ$. Рекомендується приймати $\operatorname{tg}\alpha = 0.5$.

Для спрощення розрахунків конус замінюється циліндром, зовнішній діаметр якого дорівнює середньому діаметру конуса. Коефіцієнт податливості з'єднаних деталей

$$\lambda_{\partial} = \frac{h_1}{A_1 E_1} + \frac{h_2}{A_2 E_2} + \dots + \frac{h_n}{A_n E_n}.$$

При великому λ_{σ} й малому λ_{∂} коефіцієнт основного навантаження χ невеликий і майже вся сила F іде на розвантаження стику.

При малому λ_{σ} й великому λ_{∂} (товста прокладка) – більша частина зовнішньої сили F передається на болт, що дуже важливо для герметизації з'єднання.

При відсутності пружних прокладок $\chi = 0,2 \div 0,3$. При наявності пружних прокладок χ наближається до 1,0.

Умова неможливості розкриття стику:

$$F_3 = k(1 - \chi)F,$$

де k – коефіцієнт затягування болта (у з'єднаннях без прокладок $k = 1,25 \div 2,0$ при постійному навантаженні, та $k = 2 \div 4$ при змінному навантаженні).

Осьова розтягуюча сила F_0 , що діє на болт після попередньої затяжки й прикладення до з'єднання зовнішньої сили F , визначається в такий спосіб

$$F_0 = F_3 + \chi F = k(1 - \chi)F + \chi F$$

або

$$F_0 = [k(1 - \chi) + \chi]F.$$

При відсутності подальшої затяжки болт розраховується з урахуванням крутного моменту попереднього затягування за F_p

$$F_p = 1,3F_3 + \chi F$$

або остаточно

$$F_p = [1,3k(1 - \chi) + \chi]F.$$

Проектний розрахунок болта виконуємо за формулою

$$\sigma_p = \frac{4 \cdot F_p}{\pi \cdot d_1^2} \leq [\sigma_p],$$

звідки

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot F_p}{\pi \cdot [\sigma_p]}}$$

Якщо виконується подальша затяжка, то

$$\sigma_p = \frac{4 \cdot 1,3 \cdot F_0}{\pi \cdot d_1^2} \leq [\sigma_p],$$

звідки

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,3 \cdot F_0}{\pi \cdot [\sigma_p]}}$$

2. Розрахунок групи болтів

Силу Q , що діє на стійку під кутом α до горизонталі, розкладемо на дві складові: вертикальну $Q \cdot \sin \alpha$ й горизонтальну $Q \cdot \cos \alpha$ (рис. 19.3). Визначимо зовнішню силу F , що припадає на найбільш навантажений болт групи.

1) Під дією відриваючої сили $Q \cdot \sin \alpha$ на кожний болт доводиться

$$F_1 = \frac{Q \cdot \sin \alpha}{z},$$

де z – число болтів групи.

2) Сила $Q \cdot \cos \alpha$ прагне зсунути стійку вправо.

Щоб уникнути цього, сила тертя між стійкою й фундаментом повинна врівноважувати дію сили $Q \cdot \cos \alpha$, тобто повинна бути дотримана умова

$$z \cdot F_2 \cdot f \geq Q \cdot \cos \alpha,$$

звідки з урахуванням 20%-ого запасу за зсувом

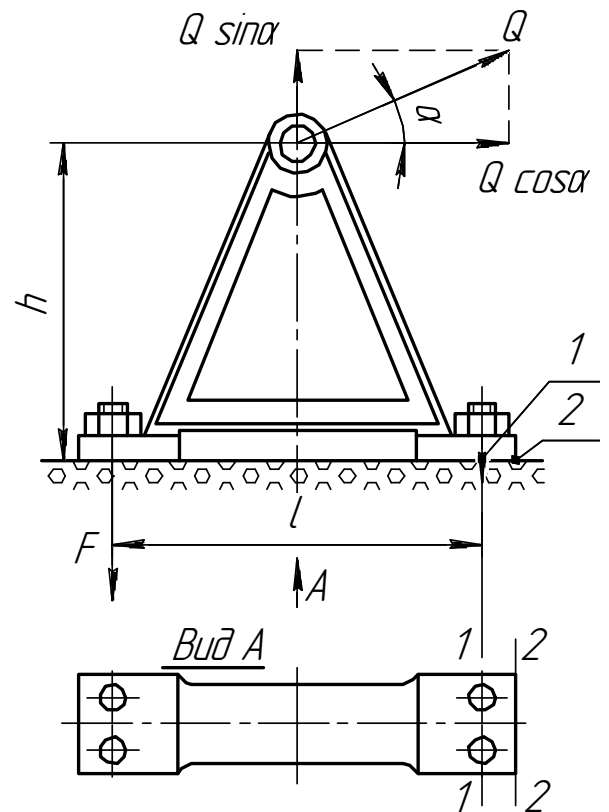


Рис. 19.3. Опора підшипника

$$F_2 = 1,2 \cdot Q \cdot \frac{\cos \alpha}{z \cdot f}.$$

3) На стійку також діє перекидаючий момент $Q \cdot \cos \alpha \cdot h$ відносно 2-2. Оскільки лінія 2-2 розташована від лінії 1-1 на невеликій відстані, то для спрощення розрахунків умовно приймемо, що перекидання відбувається відносно лінії 1-1. Це спрощення приводить до *підвищення розрахункового навантаження*, що підвищує запас міцності болтів. Тоді

$$h \cdot Q \cdot \cos \alpha = \frac{z}{2} \cdot F_3 \cdot l,$$

звідки

$$F_3 = \frac{2 \cdot Q \cdot \cos \alpha \cdot h}{z \cdot l},$$

де h й l – відповідно плечі сил $Q \cdot \cos \alpha$ і $F_3 \cdot z/2$ відносно лінії 1-1.

Повна осьова зовнішня сила F , що припадає на найбільш навантажений болт

$$F = F_1 + F_2 + F_3 = \frac{Q \cdot \sin \alpha}{z} + 1,2 \cdot Q \cdot \frac{\cos \alpha}{z f} + \frac{2 \cdot Q \cdot \cos \alpha \cdot h}{z \cdot l}.$$

Після цього, з урахуванням викладеного матеріалу в першому пункті даної лекції, проводиться проектний розрахунок найбільш навантаженого болта, а інші болти приймаються такими ж.

3. Контрольні питання

1. Що враховує коефіцієнт основного навантаження?
2. Як визначити коефіцієнт податливості болта?
3. Як визначити коефіцієнт податливості деталей у стику?
4. Що таке конус тиску?
5. Що потрібно робити для забезпечення герметизації з'єднання?
6. Як пояснити умову нерозкриття стику?
7. Як враховується подальше затягування стику?
8. Як визначити зовнішню силу при розрахунках групи болтів?
9. Які є спрощення при розрахунках групи болтів?

Лекція 20. Шпонкові й зубчасті (шліцьові) з'єднання

Зміст:

1. Загальні відомості.
2. Ненапружені з'єднання.
3. Напружені з'єднання.
4. Матеріали шпонок та допустимі напруження.
5. Зубчасті з'єднання.
6. Контрольні питання.

1. Загальні відомості

Шпонки служать для передачі крутного моменту від вала до маточини деталі (зубчастого колеса, шківів й т.п.) або, навпаки, від маточини до вала. Основні типи шпонок стандартизовані. Розрізняють ненапружені й напружені шпонкові з'єднання. Ненапружені шпонкові з'єднання виконують за допомогою призматичних і сегментних шпонок, а напружені – за допомогою клинових шпонок.

2. Ненапружені з'єднання

Призматичні шпонки бувають звичайні й високі з заокругленими (рис. 20.1, а) або плоскими кінцями (рис. 20.1, б). Вони призначені для передачі крутного моменту в нерухомих з'єднаннях маточин з валами.

Шпонка, що перебуває в пазу вала, називається врізною.

Призматичні шпонки – врізні. Приблизно половина їх висоти розташована в пазу вала й по-

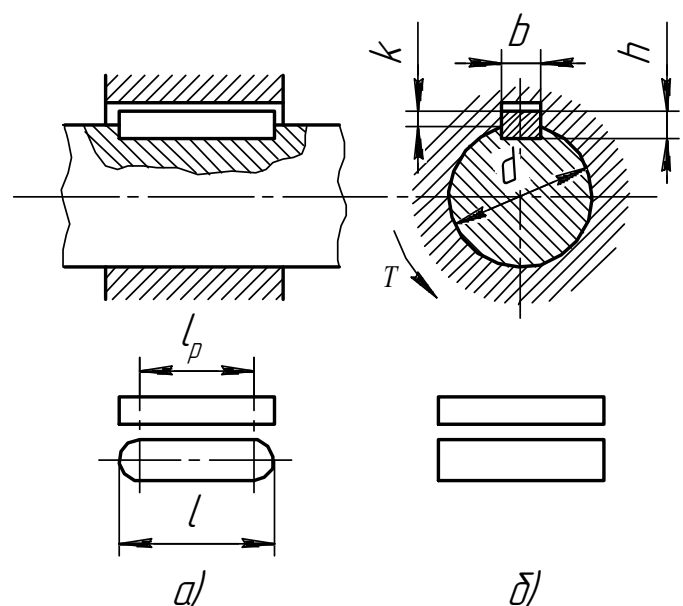


Рис. 20.1. З'єднання із призматичними шпонками

ловина – у пазу маточини. Робочими гранями призматичних шпонок служать їхні бічні не завжди більш вузькі грані. Для спрощення й полегшення складання з'єднань між шпонкою й маточиною передбачають радіальний зазор.

Призматичні шпонки одержали найбільше поширення, оскільки в порівнянні із клиновими шпонками вони забезпечують більшу точність посадок маточин на валах, а в порівнянні із сегментними шпонками вони врізаються у вал на меншу глибину й, отже, меншою мірою знижують міцність валів.

Сегментні шпонки (рис. 20.2) є врізними й, подібно призматичним, працюють бічними гранями. При необхідності за довжиною маточини встановлюють дві (іноді навіть три) сегментні шпонки. Сегментні шпонки найбільш технологічні через легкість виготовлення самих шпонок і пазів для них, а також, зручності складання з'єднань. Недолік сегментних шпонок – необхідність виконання глибоких пазів у валах, що знижує міцність останніх, тому сегментні шпонки застосовують для передач відносно невеликих моментів сил.

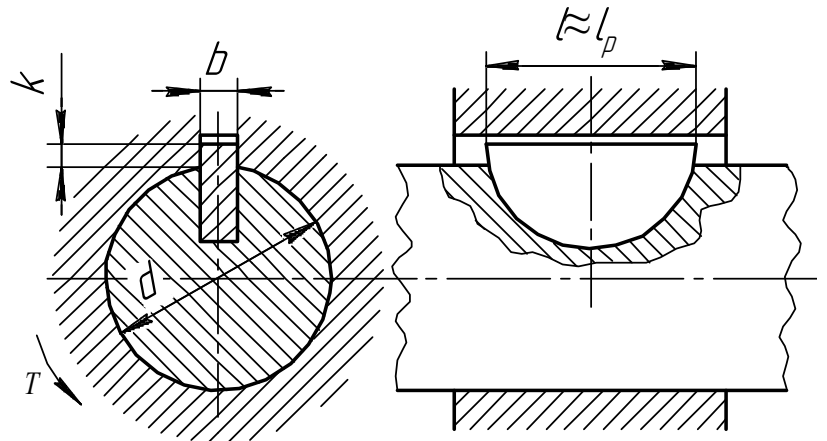


Рис. 20.2. З'єднання із сегментною шпонкою

При проектуванні шпонкового з'єднання ширину й висоту шпонок ($b \times h$) приймають за відповідним стандартом залежно від діаметра вала. Довжину шпонки вибирають залежно від довжини маточини й погоджують із стандартом на шпонки. Достатність прийнятих розмірів шпонки перевіряють розрахунками з'єднання на міцність. Отже, зазвичай розрахунок шпонок здійснюють як перевірочний.

При проектуванні шпонкового з'єднання ширину й висоту шпонок ($b \times h$) приймають за відповідним стандартом залежно від діаметра вала. Довжину шпонки вибирають залежно від довжини маточини й погоджують із стандартом на шпонки. Достатність прийнятих розмірів шпонки перевіряють розрахунками з'єднання на міцність. Отже, зазвичай розрахунок шпонок здійснюють як перевірочний.

Призматичні й сегментні шпонки розраховують на зминання й зріз

$$\sigma_{зм} = \frac{2T}{d \cdot l_p \cdot k} \leq [\sigma_{зм}],$$

$$\tau_{зр} = \frac{2T}{d \cdot l_p \cdot b} \leq [\tau_{зр}],$$

де T – крутний момент;

d – діаметр вала;

b і l_p – ширина й робоча довжина шпонки;

k – довідковий розмір для розрахунків на зминання.

3. Напружені з'єднання

Клинові врізні шпонки за конструкцією підрозділяють на клинові без головки й з головкою (рис. 20.3). Клинові шпонки виконують із ухилом 1:100. Цей же ухил передбачають для паза маточини. Подібно призматичним, приблизно половина висоти клинових врізних шпонок міститься в пазу вала й половина – у пазу маточини.

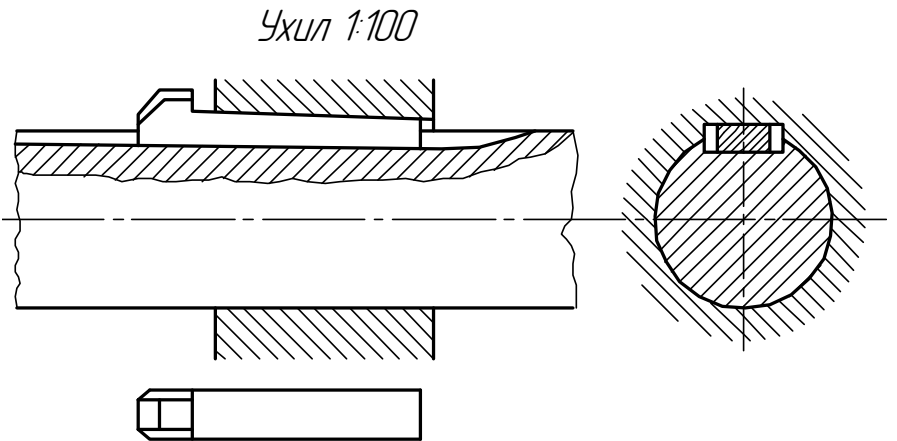


Рис. 20.3. З'єднання із клинковою шпонкою

На відміну від призматичних, у клинових врізних шпонок робочими є широкі грані, а по бічних гранях передбачені зазори. Таким чином, напруженість з'єднань при застосуванні цих шпонок виникає внаслідок натягу між валом і маточиною (у радіальному напрямку).

Клинові шпонки застосовують обмежено, оскільки вони викликають зсув осі маточини відносно осі вала, а при коротких маточинах можуть викликати перекіс з'єднаних деталей.

Для спрощення розрахунків клинових врізних шпонок припускають, що при передачі з'єднанням крутного моменту T напруження зминання за шириною поверхні контакту шпонки з валом і маточиною розподіляється за законом трикутника (рис. 20.4).

У цьому випадку передаваний з'єднанням крутний момент складається з моменту нормальної сили F_n між маточиною й шпонкою, моменту сили тертя $f \cdot F_n$

між маточиною й шпонкою, де f – коефіцієнт тертя між ними, і моменту сили тертя $f' \cdot F_n$ між маточиною й валом, де f' – коефіцієнт тертя між ними.

Якщо прийняти, що плече сили $f \cdot F_n$ дорівнює радіусу вала й $f' = f$, то

$$T = \frac{F_n \cdot b}{6} + f \cdot F_n \cdot d,$$

звідки

$$F_n = \frac{6T}{b + 6f \cdot d}.$$

Із прийнятого закону розподілу напружень змінання за шириною шпонки

$$F_n = 0.5b \cdot l \cdot \sigma_{зм}.$$

Тоді перевірочний розрахунок клинної врізної шпонки виконуємо за формулою

$$\sigma_{зм} = \frac{12T}{b \cdot l \cdot (b + 6f \cdot d)} \leq [\sigma_{зм}].$$

4. Матеріали шпонок та допустимі напруження

Матеріалом для шпонок служать вуглецеві сталі з межею міцності не нижче 600 МПа. Призматичні й клинові шпонки виготовляють із чистотягнутої сталі, а сегментні – із суцільнотягнутої сталі сегментного профілю.

Допустимі напруження при спокійному навантаженні рекомендується приймати: на змінання при сталевій маточині $[\sigma_{зм}] = 100 \dots 150$ МПа, при чавунній – $[\sigma_{зм}] = 60 \dots 80$ МПа, на зріз $[\tau_{зр}] = 60 \dots 90$ МПа.

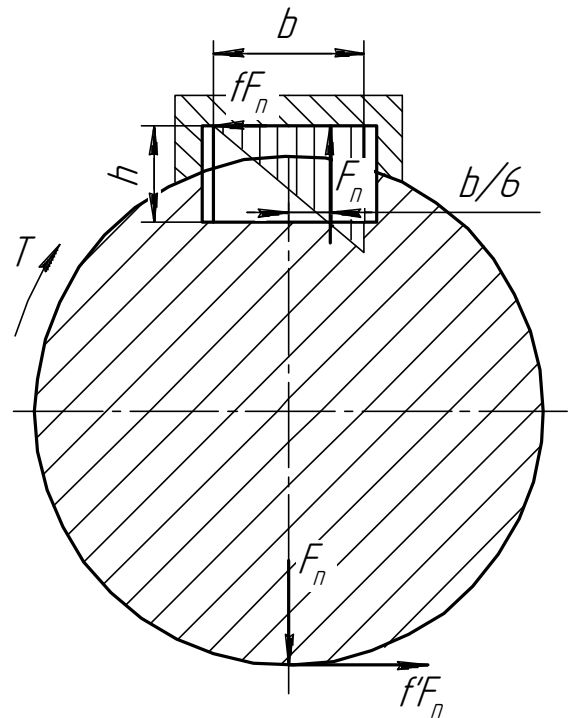


Рис. 20.4. Схема до розрахунку клинної шпонки

Якщо в результаті розрахунків шпонки виявиться, що вона перенапружена, то встановлюються дві або три шпонки. Якщо не вистачає і їх, то тоді необхідно застосовувати шліцьові (зубчасті) з'єднання.

5. Зубчасті з'єднання

Для з'єднання маточини з валом замість шпонок часто використовують виступи на валу, що називаються шліцами (зубами), які входять у відповідні пази маточини. Таке з'єднання маточини з валом називається шліцьовим або зубчастим.

Залежно від форми профілю зубів розрізняють з'єднання із прямобічними, евольвентними й трикутними шліцами (зубами).

З'єднання із трикутними шліцами в загальному машинобудуванні практично не застосовуються через малу величину передаваного крутного моменту.

Переваги шліцьових з'єднань у порівнянні зі шпонковими:

- можливість передачі великих крутних моментів;
- більш точне центрування маточини по валові;
- більша міцність вала.

Прямобічне шліцьове з'єднання є найпоширенішим. Його застосовують із центруванням маточини за зовнішнім D (рис. 20.5, а), внутрішнім d діаметрами (рис. 20.5, б) і бічними сторонами шліців b (рис. 20.5, в)

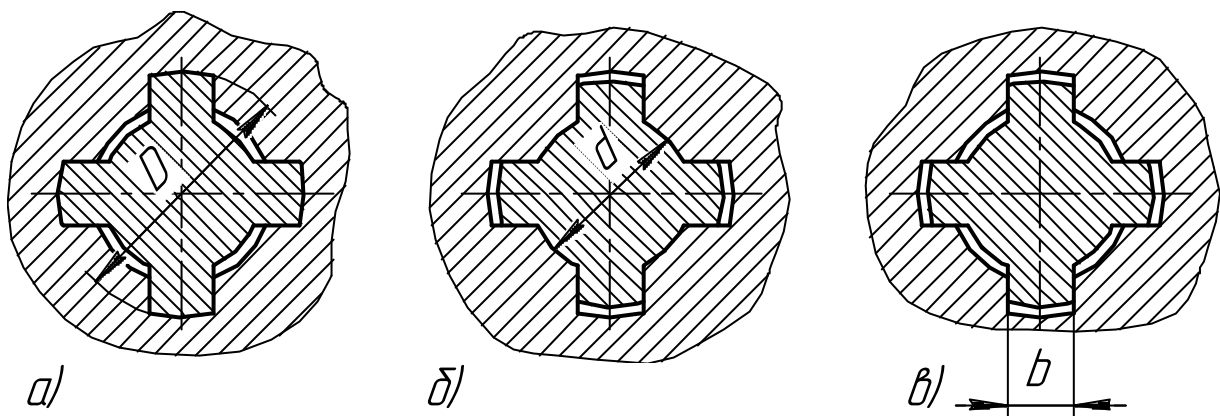


Рис. 20.5. Схема центрування прямобічних шліцьових з'єднань

Центрування за b сприяє найбільш рівномірному розподілу сил між зубами, але не забезпечує точної співвісності маточини й вала. Тому його слід застосовувати

при передачі великих крутних моментів, але при відсутності високих вимог до точності центрування.

Центрування за D й d більш точне (особливо за d), тому ці види з'єднань застосовують у тих випадках, коли потрібна підвищена точність збігу геометричних осей з'єднаних деталей.

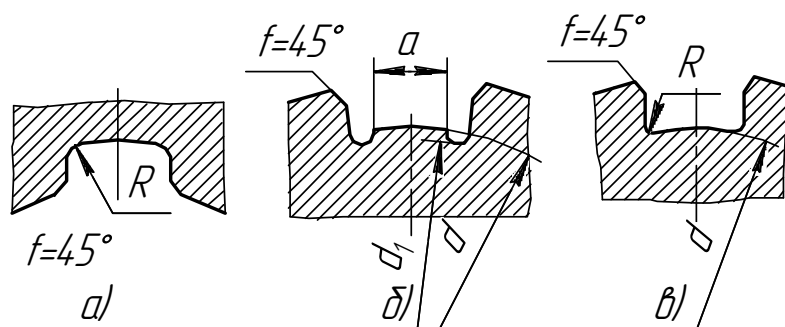


Рис. 20.6. Форма перетину маточини й вала

Форма перетину маточини при будь-якому центруванні виконується, як показано на рис. 20.6, а. Форма перетину шліцевого вала при центруванні за d представлена на рис. 20.6, б, а при центруванні за D й b – на рис. 20.6, в.

Евольвентне шліцеве з'єднання розрізняють із центруванням маточини за бічними сторонами шліців S (рис. 20.7, а) і зовнішнім діаметром D (рис. 20.7, б)

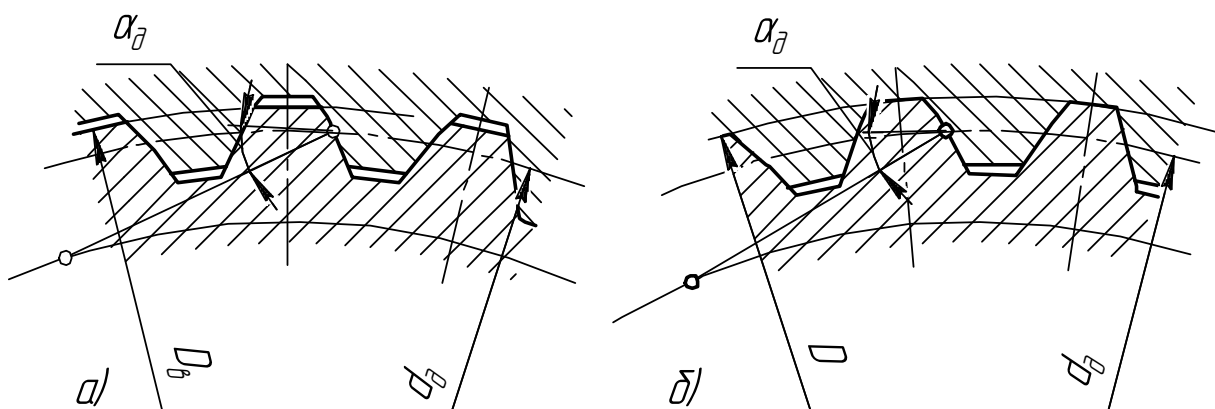


Рис. 20.7. Схема центрування евольвентних шліцевих з'єднань

На відміну від зубчастих коліс кут профілю рейки при нарізуванні шліців $\alpha_d=30^\circ$ (замість 20°) і зменшена висота головки шліцевого зуба. У порівнянні із прямобічним евольвентне шліцеве з'єднання має більш високу міцність шліців внаслідок їхнього стовщення до основи. Однак широко застосовувані евольвентні протяжки для нарізування шліців у втулці є дорогими й, крім того, трудомісткість шліфування евольвентних шліців у кілька раз вища, ніж прямобічних, що обмежує застосування цього перспективного з'єднання.

Число й розміри поперечного перерізу шліців приймають залежно від діаметра вала за відповідним стандартом. Довжина шліців визначається довжиною маточини. Розрахунок шліцьових з'єднань звичайно виконують як перевірочний на зминання

$$\sigma_{3M} = \frac{2T}{d_c \cdot z \cdot h \cdot l \cdot \psi} \leq [\sigma_{3M}],$$

де d_c – середній діаметр шліцьового з'єднання;

z – число шліців;

h – довжина поверхні контакту шліців;

$\psi = 0,7 \dots 0,8$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження між шліцами.

Розміри d_c й h визначають із виразів:

– для прямозубих шліців

$$d_c = \frac{D+d}{2}, \quad h = \frac{D-d}{2} - 2f;$$

– для шліців евольвентного профілю із центруванням за S

$$d_c = d_d = m \cdot z, \quad h = m;$$

– для шліців евольвентного профілю із центруванням за D

$$d_c = d_d = m \cdot z, \quad h = 0,9 \cdot m;$$

де d_d – ділительний діаметр;

m – модуль зубчастого з'єднання.

Допустимі напруження на зминання нерухомого шліцьового з'єднання при середньому режимі роботи можна приймати наступними:

- з термічною обробкою шліців $[\sigma_{3M}] = 100 \dots 140$ МПа,

- без термічної обробки шліців $[\sigma_{3M}] = 60 \dots 100$ МПа.

6. Контрольні питання

1. Для чого призначені шпонки й шліци?
2. Які бувають шпонкові з'єднання?
3. Які шпонки застосовують у напружених з'єднаннях?

4. Як розраховуються призматичні й сегментні шпонки?
5. Які недоліки клинових шпонок?
6. Як розраховуються клинові шпонки?
7. Як визначаються допустимі напруження при розрахунках шпонок?
8. Які переваги шліцьових з'єднань?
9. Як розрізняють шліци за формою і які бувають способи їх центрування?
10. Як розраховують шліцьові з'єднання?

Лекція 21. Зварні з'єднання

Зміст:

1. Загальні відомості.
2. Розрахунки стикових швів.
3. Розрахунки кутових швів.
4. Допустимі напруження.
5. Контрольні питання.

1. Загальні відомості

Зварювання – це технологічний процес з'єднання частин деталей, заснований на використанні сил молекулярного зчеплення, що й відбувається при сильному місцевому нагріванні їх до розплавленого (зварювання плавленням) або пластичного стану із застосуванням механічного зусилля (зварювання тиском). Воно є одним з найпоширеніших прогресивних способів одержання різних складних просторових конструкцій деталей.

Затверділий після зварювання матеріал, що з'єднує зварені деталі, називається *зварним швом*.

У порівнянні із клепаними й литими зварені конструкції забезпечують істотну економію металу й значно знижують трудомісткість процесу виготовлення.

Тому зварні конструкції в більшості випадків набагато *дешевші клепаных і литих*.

До *недоліків* зварних конструкцій відносяться:

- виникнення залишкових напружень в елементах, що зварюються;
- жолоблення;
- погане сприйняття змінних і особливо вібраційних навантажень;
- складність і трудомісткість контролю якості зварних швів.

Зварювання деталей, наприклад, у магнітному полі на спеціальних електромагнітних столах і стапелях значно знижує прояв вищезгаданих недоліків.

Доцільність застосування зварювання встановлюють у кожному окремому випадку на підставі конструктивних і економічних показників з урахуванням технологічних можливостей підприємства.

Способи зварювання:

- 1) ручне дугове;
- 2) автоматичне електродугове зварювання під флюсом;
- 3) електрошлакове зварювання;
- 4) електричне контактне зварювання.

Перші три способи відносяться до зварювання плавленням, останній – до зварювання плавленням або тиском.

Залежно від розташування частин, що з'єднуються, розрізняють *наступні види зварних з'єднань*: стикові, унапуск, з накладками, кутові й таврові, які здійснюються стиковими й кутовими швами.

2. Розрахунки стикових швів

Стикові з'єднання – найпоширеніші, оскільки зварені встик деталі майже повністю замінюють суцільні. Зварні шви стикових з'єднань називають *стиковими*.

Стикові шви за формою підготовлених крайок розрізняють: без скосу крайок (рис. 21.1, а), Х-образні (рис. 21.1, б), U-образні (рис. 21.1, в) і ін.

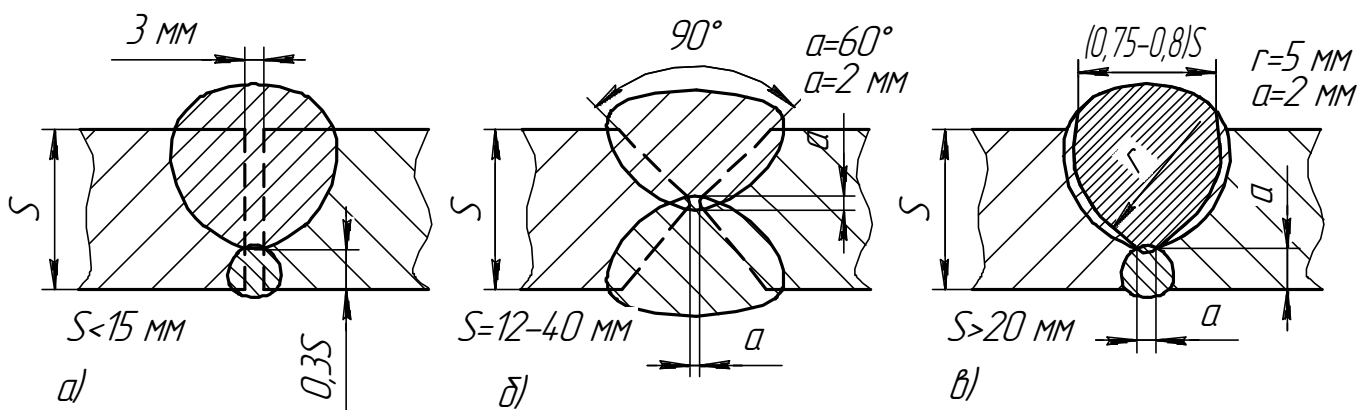


Рис. 21.1. Обробка крайок при з'єднаннях встик

Основна вимога при проектуванні зварних конструкцій – забезпечення рівномірності шва і з'єднаних ним деталей.

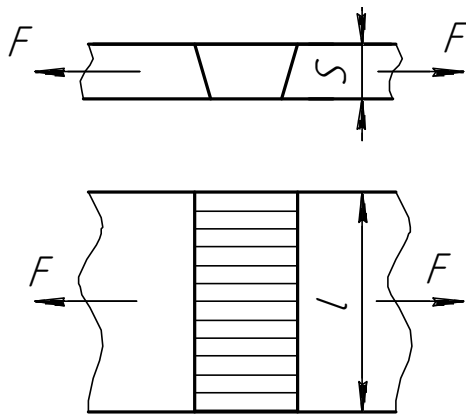


Рис. 21.2. Стыкове з'єднання, що навантажується розтягувальною силою або стиск

При розрахунках на міцність *стыковых швів* стовщення (наплив металу) не враховують. Залежно від роботи стыкового шва його відповідно розраховують на розтяг (рис. 21.2)

$$\sigma'_p = \frac{F}{S \cdot l} \leq [\sigma'_p]$$

$$\sigma'_c = \frac{F}{S \cdot l} \leq [\sigma'_c]$$

де S – товщина більш тонкої деталі, що зварюється,
 l – довжина шва.

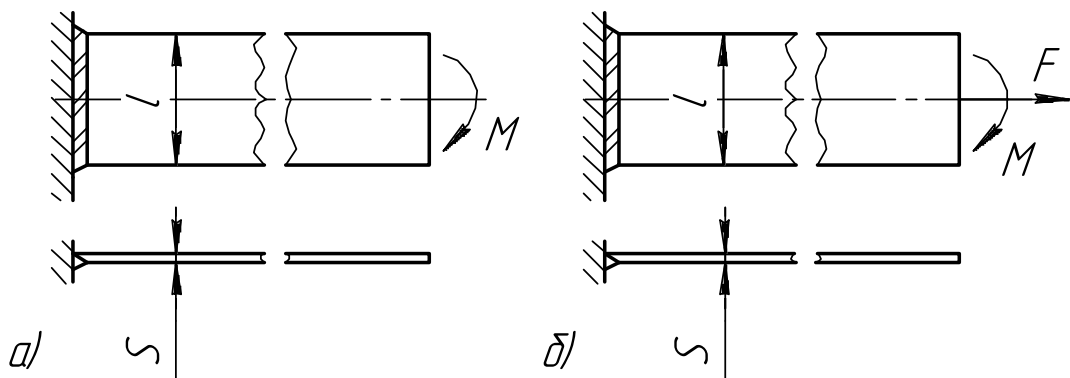


Рис. 21.3. Стыкові з'єднання при різних випадках навантаження

При дії на стыковий шов згинального моменту M у площині приварки (рис. 21.3, а) розрахунки шва виконують за формулою

$$\sigma' = \frac{6M}{S \cdot l^2} \leq [\sigma'_p].$$

Якщо стыковий шов перебуває під дією того ж моменту M й розтягувальної сили F (рис. 21.3, б), то такий шов розраховують за формулою

$$\sigma' = \frac{F}{S \cdot l} + \frac{6M}{S \cdot l^2} \leq [\sigma'_p].$$

3. Розрахунки кутових швів

Зварні шви напускних, кутових і таврових з'єднань називають *кутовими*.

Кутові шви за розташуванням відносно сили, що діє на шов, розрізняють:

- *лобові*, розташовані перпендикулярно напрямку сили;
- *флангові*, розташовані паралельно напрямку сили;
- *косі*, розташовані під кутом до напрямку сили;
- *комбіновані*, що складаються із двох або всіх трьох вищевказаних швів.

Кутові шви розраховують на зріз за найменшим перетином, розташованим в бісекторній площині прямого кута поперечного перерізу шва (рис. 21.3, а).

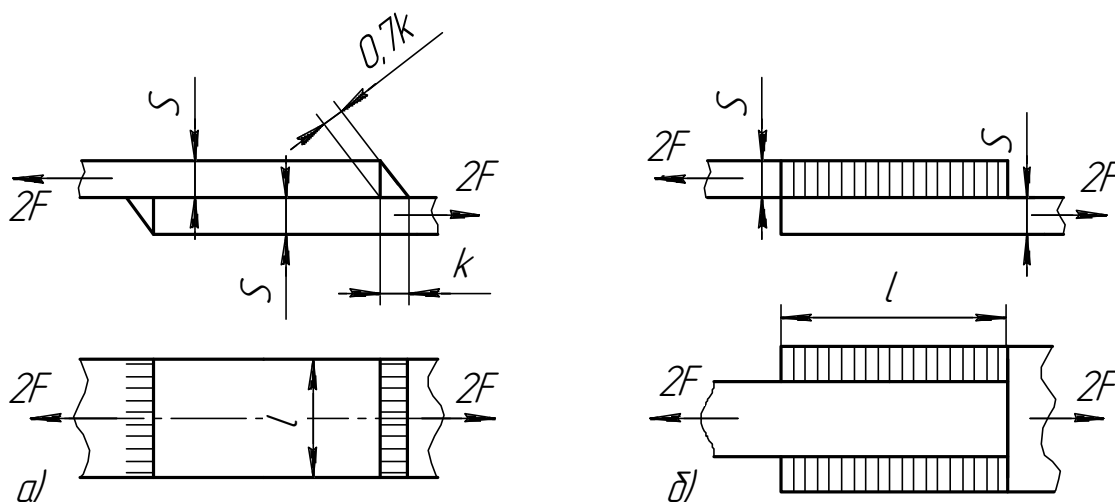


Рис. 21.4. Схеми для розрахунків кутових, лобових і флангових швів

У розрахунковому перетині товщину кутового шва приймають рівною $0,7k$, де k – катет поперечного перерізу шва.

При дії на кутовий шов сили F (силу $2F$ сприймають два шви), його розраховують за формулою

$$\tau'_{зр} = \frac{F}{0,7k \cdot l} \leq [\tau'_{зр}],$$

де l – довжина шва.

Довжину кутового лобового шва (рис. 21.3, а) звичайно приймають рівною ширині деталі, що приварюється. Довжину кутового флангового шва (рис. 21.3, б) звичайно визначають розрахунками шва на міцність:

$$l = \frac{F}{0,7k \cdot [\tau'_{зр}]}.$$

При дії на лобовий кутовий шов згинального моменту M й сили F , перпендикулярної шву, його розраховують за формулою

$$\tau' = \frac{F}{0,7k \cdot l} + \frac{6M}{0,7k \cdot l^2}.$$

У випадку несиметричних кутових флангових швів (рис. 21.4), кожний із цих швів розраховують за своїм навантаженням.

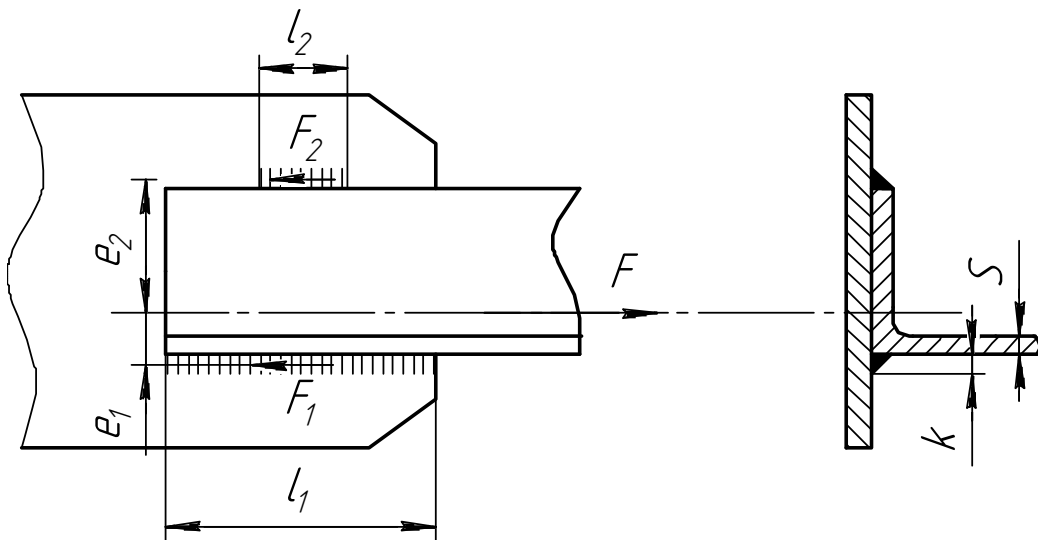


Рис. 21.5. Зварне з'єднання за допомогою несиметричних флангових швів

При дії сили F на кутик зварного з'єднання, сили, що діють на шви, визначаються зі співвідношень

$$F_1 + F_2 = F,$$

$$F_1 \cdot e_1 = F_2 \cdot e_2,$$

звідки

$$F_1 = F \cdot \frac{e_2}{e_1 + e_2};$$

$$F_2 = F \cdot \frac{e_1}{e_1 + e_2}.$$

4. Допустимі напруження

Допустимі напруження приймають залежно від допустимих напружень на розтягання основного металу $[\sigma_p]$

	Розтягання $[\sigma'_p]$	Стиск $[\sigma'_c]$	Зріз $[\tau'_{зр}]$
Автоматична, ручна електродами E42A та E50A в захисному газі	$[\sigma_p]$	$[\sigma_p]$	$0,65[\sigma_p]$
Ручна електродами звичайної якості	$0,9[\sigma_p]$	$[\sigma_p]$	$0,6[\sigma_p]$

5. Контрольні питання

1. У чому різниця між зварюваннями плавленням і тиском?
2. Недоліки зварних конструкцій.
3. Які бувають способи зварювання?
4. Які бувають види зварних з'єднань?
5. Як розрахувати на міцність стикові шви?
6. Які бувають види кутових швів?
7. Де розташовується небезпечний перетин при розрахунках кутових швів?
8. Як визначити довжину кутового флангового шва при симетричному навантаженні?
9. Як визначити довжину кутового флангового шва при несиметричному навантаженні?
10. Як визначити допустимі напруження при розрахунках зварних швів?

Лекція 22. Заклепкові з'єднання

Зміст:

1. Загальні відомості.
2. Основні типи заклепок і конструкції швів.
3. Розрахунки заклепкових однорядних з'єднань.
4. Контрольні питання.

1. Загальні відомості

Заклепка (рис. 22.1, а) являє собою стрижень круглого перетину з головками на кінцях, одну з яких, називану закладною, виконують на заготовці заздалегідь, а іншу головку, називану замикаючою, формують при клепці.

Заклепка (рис. 22.1, б) установлюється в сполучені отвори з'єднуваних деталей, а потім розклепується й осаджується (рис. 22.1, а). З'єднані деталі стягаються, і зовнішнє по-здовжнє навантаження майже повністю може втримуватися силами тертя на поверхні стику.

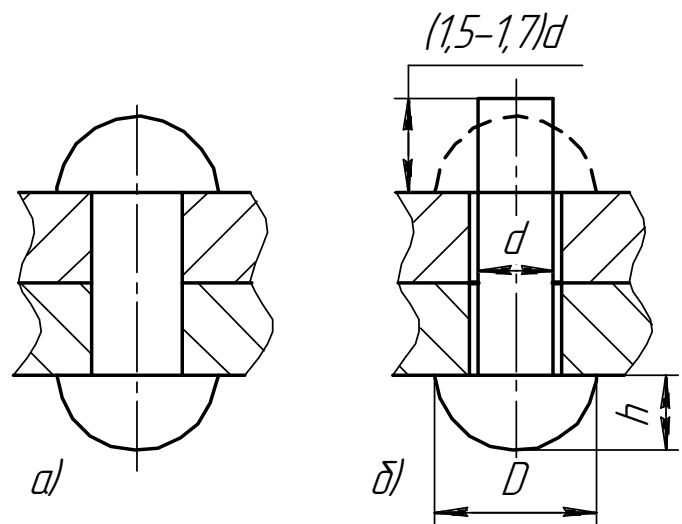


Рис. 22.1. Заклепка й заклепкове з'єднання

Заклепкові з'єднання можна розділити на:

- а) *силові з'єднання* (інакше називані *міцними з'єднаннями*) – використовуються в металевих конструкціях машин і в будівельних спорудах (арки, рами, мости);
- б) *силові щільні з'єднання* (інакше називані *щільно-міцними з'єднаннями*) – використовуються в котлах, трубах, що працюють під тиском.

Переваги заклепкових з'єднань (у порівнянні зі зварними з'єднаннями):

- а) більша стабільність і краща контрольованість якості;
- б) менше ушкодження деталей при розніманні (ремонтні роботи).

Недоліки (у порівнянні зі зварними з'єднаннями):

а) велика витрата металу;

б) більша вартість;

в) менш зручні конструктивні форми у зв'язку з необхідністю накладення одного листа на інший або застосування спеціальних накладок.

У теперішній час заклепувальні з'єднання поступово витісняються зварними, однак у деяких випадках їх застосовують досить широко (фюзеляжі літаків, наприклад, тільки клепані).

Заклепувальні з'єднання застосовуються в тих випадках, коли:

- нагрівання при зварюванні неприпустиме через небезпеку відгартування термооброблених деталей або жолоблення остаточно оброблених точних деталей;
- з'єднувані деталі неможливо зварити,
- безпосередньо з'єднання сприймає великі повторні ударні й вібраційні навантаження.

Заклепки виготовляють із прутків на висаджувальних автоматах.

Отвори у з'єднуваних деталях одержують у такий спосіб:

а) продавлювання ($\delta \leq 25$ мм);

б) продавлювання й потім просвердлювання;

в) розсвердлювання.

Холодна клепка виконується для сталевих заклепок з діаметром до $d=8\div 10$ мм, а також для заклепок з латуні, міді й легких сплавів усіх діаметрів; для заклепок більших діаметрів застосовується *гаряча клепка* з нагріванням заклепки до ясно-червоного розжарювання ($1000-1100^\circ\text{C}$). Клепка проводиться на клепальних пресах або пневматичними молотками. «Холодні» заклепки стягують деталі з меншою силою, ніж «гарячі» і працюють на зріз і на зминання.

Для забезпечення щільності заклепувальних швів застосовують карбування крайок – технологічну операцію осаджування частини металу уздовж крайок і по окружності головок заклепок, що забезпечує смугу ущільненого шва по контуру з'єднання.

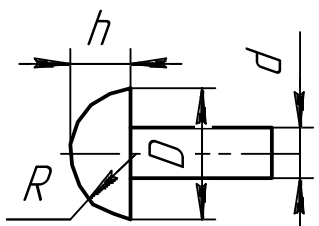
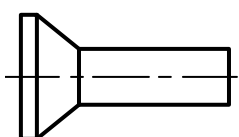
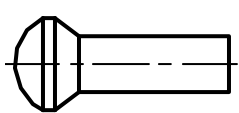
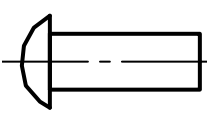
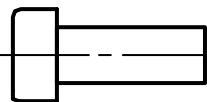
Матеріал заклепок повинен бути досить пластичним для забезпечення можливості формування головок і однорідним з матеріалом деталей, що з'єднуються, щоб уникнути електрохімічної корозії.

Сталеві заклепки виготовляють зі сталей ст2, ст3, 09Г2, 10, 15 і ін. Існують також алюмінієві, мідні, латунні й ін. заклепки.

Для з'єднання елементів зі сталей підвищеної якості доцільно застосовувати заклепки з тих же сталей, якщо це можливо за умовами їх пластичного деформування.

2. Основні типи заклепок і конструкції швів

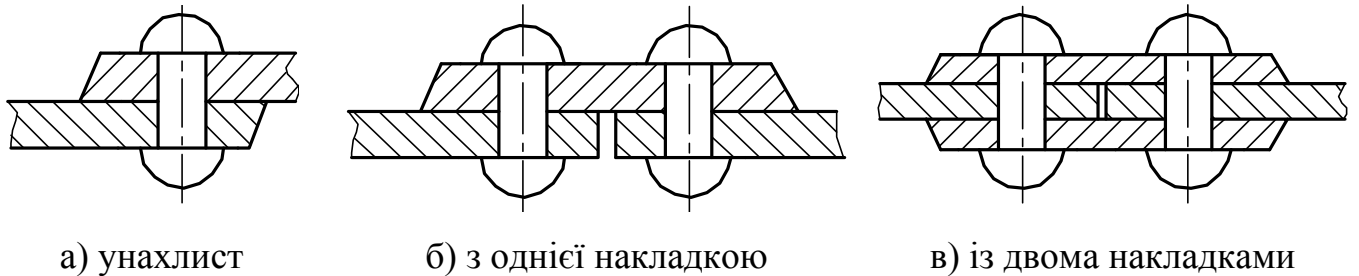
Стандартом передбачені наступні види заклепок нормальної точності:

- 1)  – заклепка з напівкруглою головою. Застосовується в силових і щільних силових швах. Головка окреслюється радіусом $R=(0,8\div 1)d$, має діаметр $D=(1,5\div 1,75)d$ і висоту $h=(0,6\div 0,65)d$. Більші значення коефіцієнтів відповідають меншим розмірам заклепок.
- 2)  – заклепка з потайною головою. Застосовується, якщо виступаючі головки небажані.
- 3)  – заклепка з напівпотайною головою. Застосовується для з'єднання тонких сталевих листів ($\delta \leq 4$ мм)
- 4)  – заклепка з напівкруглою низькою головою зі збільшеним діаметром і малою висотою головки. Застосовується в щільних силових швах (у топках котлів, щоб уникнути обгорання головки).
- 5)  – заклепка із плоскою головою. Застосовуються для роботи в корозійних середовищах.

Для спрощення процесу клепки (при невеликому навантаженні шва) можуть застосовуватися пустотілі заклепки.

В останні роки для металевих конструкцій застосовують особливі заклепки, так звані замкові болти, які являють собою заклепку з різьбленням, а циліндрична гайка обжимається й утворює другу головку заклепки.

Заклепувальні з'єднання можуть виконуватися:



3. Розрахунки заклепкових однорядних з'єднань

При звичайних умовах роботи основним навантаженням заклепкових з'єднань є сила, що прагне зрушити деталі в стику. З ростом навантаження, спочатку воно сприймається силами тертя деталей у стику, а потім у роботі починає приймати участь безпосередньо тіло заклепки, піддаючись згину, зминанню й зсуву (зрізу).

У щільному з'єднанні необхідно, щоб усе зовнішнє навантаження сприймалося силами тертя. Однак, прийнято розрахунок заклепок виконувати на зріз. Тертя в стику враховується при виборі допустимих напружень зрізу. Передбачається, що навантаження між заклепками розподілене рівномірно (при центральній дії навантаження).

Однозрізне заклепкове з'єднання.

В однозрізному заклепковому з'єднанні (рис. 22.2) допустиме навантаження, віднесене до однієї заклепки, знаходимо за формулою

$$F_1 = \frac{\pi \cdot d^2}{4} [\tau_{зр}],$$

де d – діаметр стрижня заклепки;

$[\tau_{зр}]$ – умовні допустимі напруження зрізу.

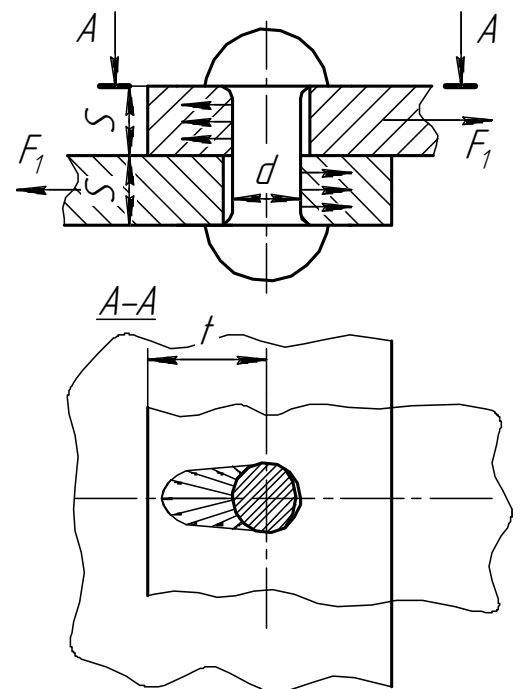


Рис. 22.2. Схема однозрізного заклепкового з'єднання

Необхідна кількість заклепок при центрально діючому навантаженні

$$z = \frac{F}{F_1} = \frac{F}{\frac{\pi \cdot d^2}{4} [\tau_{зр}]}$$

Допустимі напруження зрізу:

$$[\tau_{зр}] = 80-90 \text{ МПа} - \text{без карбування};$$

$$[\tau_{зр}] = 140 \text{ МПа} \text{ ст2, ст3};$$

$$[\tau_{зр}] = 120-160 \text{ МПа} - \text{з карбуванням, гаряча клепка}.$$

Двозрізне заклепкове з'єднання

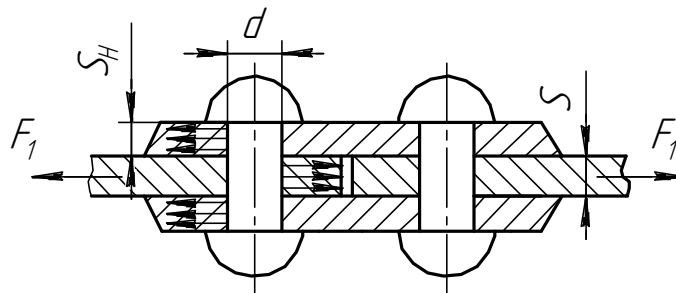


Рис. 22.3. Схема двозрізного заклепкового з'єднання

У двозрізному заклепковому з'єднанні (рис. 22.3) допустиме навантаження на заклепку й необхідне число заклепок:

$$F_1 = 2 \frac{\pi \cdot d^2}{4} [\tau_{зр}];$$

$$z = \frac{F}{2 \frac{\pi \cdot d^2}{4} [\tau_{зр}]}$$

Тіло заклепки для обох випадків перевіряється на зминання за формулою

$$\sigma_{зм} = \frac{F_1}{S \cdot d} \leq [\sigma_{зм}].$$

Перевірка заклепок на зминання в щільних з'єднаннях не потрібна, оскільки в них усі навантаження сприймаються силами тертя в стику.

З'єднувані елементи перевіряють на розрив у перетинах, ослаблених заклепками:

$$\sigma_p = \frac{F}{A_{\text{нетто}}} \leq [\sigma_p].$$

Для відсутності прорізування заклепкою деталей (рис. 22.2) за довжиною $(t - d/2)$ повинна виконуватися умова

$$\tau_{зр} = \frac{F_1}{2(t - d/2) \cdot S} \leq [\tau_{зр}].$$

4. Контрольні питання

1. Які бувають заклепкові з'єднання?
2. Які переваги й недоліки заклепкових з'єднань?
3. Коли, в основному, застосовуються заклепкові з'єднання?
4. Що таке холодна й гаряча клепка?
5. Які матеріали застосовуються для заклепок?
6. Які бувають типи заклепок і конструкції швів?
7. Як визначається число заклепок в однозрізному заклепковому з'єднанні?
8. Як визначається число заклепок у двозрізному заклепковому з'єднанні?

Лекція 23. З'єднання з натягом

Зміст:

1. Загальні відомості.
2. Циліндричні з'єднання з натягом.
3. Умови взаємної нерухомості деталей циліндричного з'єднання.
4. Визначення натягу циліндричного з'єднання.
5. Контрольні питання.

1. Загальні відомості

З'єднання деталей з натягом – це напружені з'єднання, у яких натяг створюється необхідною різницею посадкових розмірів насаджуваних одна на іншу деталей. Для скріплення деталей використовуються сили пружності попередньо деформованих деталей.

З'єднання можна розділити на дві групи:

- з'єднання деталей по циліндричних або конічних поверхнях, причому одна деталь охоплює іншу;
- з'єднання деталей по площині за допомогою стяжних кілець або планок.

Взаємний зсув деталей унеможлиблюється за рахунок сил тертя на поверхні контакту. З'єднання з натягом можуть сприймати довільно спрямовані сили й моменти.

2. Циліндричні з'єднання з натягом

Із з'єднань деталей, виконуваних з натягом, найпоширеніші циліндричні, тобто такі, у яких одна деталь охоплює іншу по циліндричній поверхні.

Переваги циліндричних з'єднань із натягом: простота, гарне центрування деталей, що з'єднуються, можливість сприйняття великих навантажень і гарне сприйняття динамічних навантажень.

Недоліки циліндричних з'єднань із натягом: складність складання й розбирання з'єднань, можливість зменшення натягу й ушкодження їх посадкових поверхонь

при складанні (запресовуванні), вимога зниженої шорсткості посадкових поверхонь і підвищеної точності виготовлення.

Надійність з'єднання з натягом в основному залежить від розміру натягу, який приймається відповідно до обраної посадки, яка в свою чергу встановлюється за стандартною системою допусків і посадок.

За способом складання розрізняють циліндричні з'єднання з натягом, що збираються тільки запресовуванням, та запресовуванням з нагріванням охоплюючої або охолодженням охоплюваної деталі. *Надійність* з'єднання, що збирається з нагріванням або охолодженням, приблизно в 1,5 рази вище, ніж у з'єднання, що збирається лише запресовуванням, оскільки при запресовуванні нерівності контактних поверхонь деталей частково зрізуються й згладжуються, що ослабляє міцність з'єднання.

Значення натягу визначається залежно від необхідного тиску на посадковій поверхні деталей, що з'єднуються. Тиск p повинен бути таким, щоб сили тертя, що виникають на посадковій поверхні з'єднання, повністю протидіяли зовнішнім силам, що діють на деталі з'єднання.

3. Умови взаємної нерухомості деталей циліндричного з'єднання

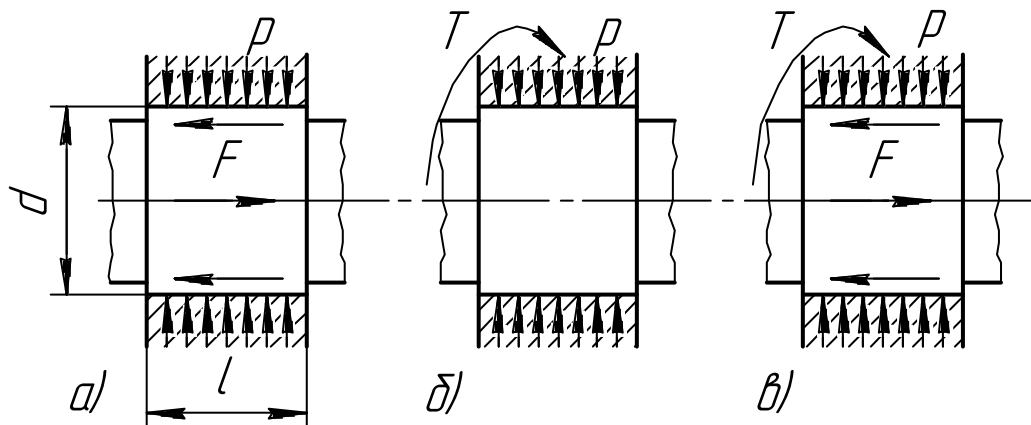


Рис. 23.1. Розрахункові схеми з'єднань із натягом

Взаємна нерухомість деталей циліндричного з'єднання забезпечується дотриманням наступних умов:

– при навантаженні з'єднання осьювою силою F (рис. 23.1, а) повинна виконуватись умова $F \leq f \cdot \pi \cdot d \cdot l \cdot p$ звідки необхідний тиск на поверхні контакту

$$p \geq \frac{F}{f \cdot \pi \cdot d \cdot l};$$

– при навантаженні з'єднання крутним моментом T (рис. 23.1, б) необхідно, щоб $T \leq f \cdot \pi \cdot d \cdot l \cdot p \cdot d/2$, звідки

$$p \geq \frac{2T}{f \cdot \pi \cdot d^2 \cdot l};$$

– при навантаженні з'єднання одночасно осьюовою силою F й крутним моментом T (рис. 23.1, в) повинна виконуватись умова $\sqrt{F^2 + (2T/d)^2} \leq f \cdot \pi \cdot d \cdot l \cdot p$, звідки

$$p \geq \frac{\sqrt{F^2 + (2T/d)^2}}{f \cdot \pi \cdot d \cdot l},$$

де f – коефіцієнт тертя;

d і l – діаметр і довжина посадкової поверхні.

Через те, що у швидкообертювих з'єднаннях тиск на посадковій поверхні деталей може бути ослаблений відцентровими силами, для забезпечення надійності цих з'єднань тиск збільшується з урахуванням відцентрових сил.

При розрахунках з'єднань сталевих і чавунних деталей приймають наступні коефіцієнти тертя: при складанні із запресовуванням $f=0,08$, при складанні з нагріванням охоплюючої деталі $f=0,14$. Якщо одна з деталей сталева або чавунна, а інша – латунна або бронзова, то рекомендується приймати $f=0,05$.

4. Визначення натягу циліндричного з'єднання

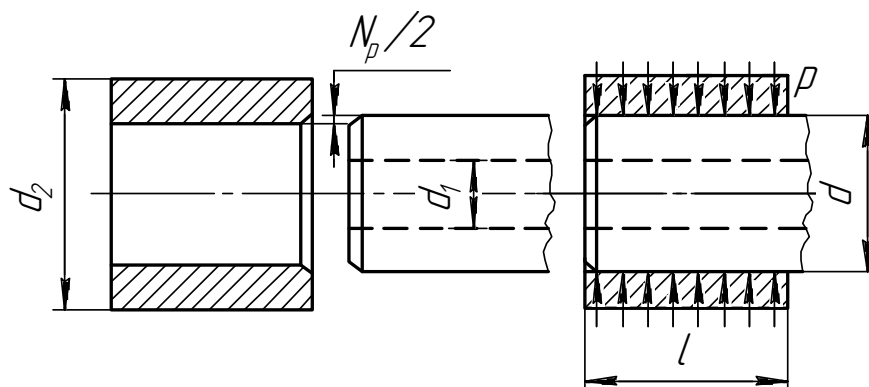


Рис. 23.2. Розрахункова схема для визначення натягу

Розрахунковий натяг циліндричного з'єднання N_p (рис. 23.2) пов'язаний з посадковими тиском p наступною залежністю:

$$N_p = p \cdot d \cdot \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right).$$

У формулі вище $C_1 = \frac{1+(d_1/d)^2}{1-(d_1/d)^2} - \mu_1$ і $C_2 = \frac{1+(d/d_2)^2}{1-(d/d_2)^2} + \mu_2$,

де d – посадковий діаметр;

d_1 – діаметр отвору вала (якщо перетин суцільний $d_1=0$);

d_2 – зовнішній діаметр втулки;

E_1 і E_2 – модулі пружності матеріалів вала й втулки;

μ_1 і μ_2 – коефіцієнти Пуассона матеріалів вала й втулки (для сталі $\mu \approx 0,3$; для чавуну $\mu \approx 0,25$; для бронзи $\mu \approx 0,35$).

При складанні з'єднання нерівності контактних поверхонь деталей зрізуються й згладжуються (рис. 23.3); для компенсації цього *дійсний* натяг N_δ повинен бути більше *розрахункового* натягу N_p .

Залежність між N_δ і N_p виражається формулою

$$N_\delta = N_p + 1,2(R_{z1} + R_{z2}),$$

де R_{z1} й R_{z2} – висоти нерівностей профілів за

десятьма експериментальними точкам поверхонь, що сполучаються, прийняті за стандартом.

За значенням N_δ підбирають відповідну стандартну посадку, у якій для надійності з'єднання найменший натяг N_M повинен бути рівний N_δ .

При перевірці міцності деталей циліндричного з'єднання необхідно виходити з найбільшого можливого натягу N_δ й відповідного йому найбільшого розрахункового натягу

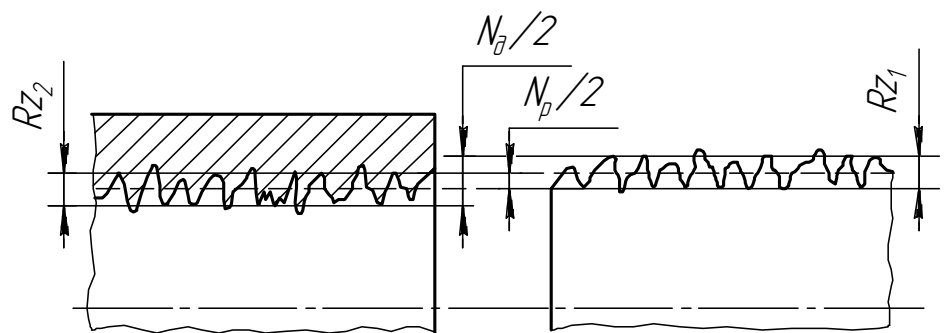


Рис. 23.3. Схема впливу шорсткості на натяг з'єднання

$$N_{\sigma p} = N_{\sigma} - 1,2(R_{z1} + R_{z2}),$$

а також можливого максимального тиску на контактній поверхні деталей, що з'єднуються

$$p = \frac{N_{\sigma p}}{d \cdot (C_1/E_1 + C_2/E_2)}.$$

На підставі практичних даних встановлено, що циліндричні з'єднання з натягом можуть бути цілком надійними навіть при наявності на внутрішній поверхні охоплюючої деталі пластичних деформацій. Ця обставина дозволяє приймати при розрахунках більш високі, ніж звичайно, допустимі напруження.

5. Контрольні питання

1. Як пояснити фізичний зміст з'єднань із натягом?
2. Які переваги циліндричних з'єднань із натягом?
3. Які недоліки циліндричних з'єднань із натягом?
4. Які існують способи складання з'єднань із натягом? Їхня суть.
5. Які існують умови взаємної нерухомості деталей при з'єднанні з натягом?
6. Як визначити розрахунковий натяг?
7. Як визначити дійсний натяг?
8. Як визначити максимальний тиск на контактній поверхні?

Лекція 24. Муфти

Зміст:

1. Загальні відомості.
2. Класифікація й характеристика муфт.
3. Жорсткі муфти.
4. Компенсуючі самоустановлювальні муфти.
5. Пружні муфти.
6. Контрольні питання.

1. Загальні відомості

За допомогою муфт здійснюють з'єднання валів, кінці яких підходять один до іншого впритул або розведені на невелику відстань, з метою передачі крутного моменту від одного вала до іншого. Вали здебільшого розташовані так, що геометрична вісь одного вала становить продовження геометричної осі іншого вала. Рідше геометричні осі валів розташовані під деяким кутом один до одного.

Необхідність застосування приводних муфт викликана різними обставинами:

- одержанням довгих валів, що виготовляються з окремих частин;
- компенсацією шкідливого впливу неспіввісності валів, пов'язаної з неточністю виготовлення або монтажу;
- забезпеченням деякої рухливості одного з валів;
- зменшенням динамічних навантажень;
- вмиканням і вимиканням одного з валів від передачі крутного моменту при постійному обертанні іншого вала.

Муфти застосовують також для з'єднання валів із зубчастими колесами, шківками пасових передач і іншими деталями. Застосовувані в сучасному машинобудуванні муфти приводів за призначенням, принципом дії й конструкції надзвичайно численні й різноманітні.

2. Класифікація й характеристика муфт

Для об'єднання різних типів муфт можна рекомендувати наступну класифікацію, згідно з якою муфти приводів підрозділяються на 4 класи.

Клас 1. *Нерозчипні муфти*, в яких ведуча й ведена напівмуфти з'єднані між собою. Цей клас муфт найпоширеніший.

Клас 2. *Керовані муфти*, що дозволяють зчіплювати й розчіплювати ведучий і ведений вали як під час їх зупинки, так і під час роботи (на ходу).

Клас 3. *Самодіючі*, в яких ведучий і ведений вали зчіплюються або розчіплюються автоматично при зміні заданого режиму роботи муфти.

Клас 4. *Інші* види муфт, які не можуть бути віднесені до класів 1, 2 і 3 та різні спеціальні муфти.

Перші три класи діляться на групи, а групи на підгрупи й види.

Муфти 1-го класу підрозділяються на наступні підгрупи:

а) *жорсткі* призначені для жорсткого й нерухомого з'єднання співвісних валів;

б) *компенсуючі* самоустановлювальні – для з'єднання валів з невеликими взаємними зсувами й перекосами геометричних осей, викликаними неточністю виготовлення або монтажу, а також пружними деформаціями валів;

в) *пружні* – для зменшення динамічних навантажень, що передаються через з'єднувані ними вали.

Муфти 2-го класу підрозділяються на чотири групи: механічні, гідродинамічні, електромагнітні та інші. Кожна із цих груп підрозділяється на підгрупи.

Група *керованих механічних муфт* підрозділяється на дві підгрупи:

а) *синхронні*, що допускають зчеплення й розчеплення ведучого й веденого валів тільки при рівних або майже рівних кутових швидкостях;

б) *фрикційні* (асинхронні), що дозволяють зчіплювати й розчіплювати ведучий і ведений вали при різних кутових швидкостях.

Муфти 3-го класу розрізняють трьох груп: механічні, гідродинамічні та інші.

Група *самодіючих механічних муфт* підрозділяється на три підгрупи:

а) відцентрові;

- б) обгінні;
- в) запобіжні.

Підгрупи муфт діляться на види. Кожний вид має кілька різновидів муфт, що різняться між собою конструктивними особливостями.

У курсі “Деталі машин” вивчають тільки механічні муфти, а інші – у спеціальних курсах. Оскільки в сучасному машинобудуванні застосовується велика кількість механічних муфт, то обмежимося розглядом лише найпоширеніших.

Більшість муфт нормалізована. Деякі нестандартні муфти виготовляють за нормами заводу й проєктних організацій. Відповідно розміри муфт з'ясовують за стандартами або за каталогами заводів і проєктних організацій.

Основна характеристика при доборі муфт за стандартом, каталогом або довідником – передаваний муфтою крутний момент, що враховує найбільш важкі умови її навантаження й називається розрахунковим крутним моментом:

$$T_k = k \cdot T,$$

де T – крутний момент, передаваний муфтою при усталеному режимі роботи (номінальний момент),

k – коефіцієнт динамічності або режиму роботи, що враховує додаткові динамічні навантаження на муфту; його значення залежать від роду приводного двигуна й призначення робочої машини ($k = 1 \dots 6$, за довідником).

Оскільки муфти підбирають за стандартом або відомчими нормами, то їх розрахунок здійснюється як перевірочний.

3. Жорсткі муфти

Найпростіша із жорстких нероз'ємних муфт – *втулкова муфта* (рис. 24.1), являє собою втулку, що насаджується на кінці валів й закріплюється на них: штифтами, переважно конічними (рис. 24.1, а); призматичними або сегментними шпонками з установними гвинтами (рис. 24.1, б) і шліцами.

Втулкові муфти є дешевими, простими за конструкцією, знайшли широке застосування в легких машинах для з'єднання валів діаметром до 100 мм.

Застосування цих муфт обмежене тим, що при складанні й розбиранні потрібні значні зсуви валів в осьовому напрямку, а також тим, що ці муфти вимагають дуже точного сполучення осей валів (інакше з'являються сили, що згинають вали). Матеріал втулок – сталь 35, 40, 45, а втулок великих розмірів – чавун СЧ21, СЧ24 і ін. Міцність муфти визначається міцністю її з'єднання з валом (штифтового, шпонкового або шліцьового).

Для штифтової втулкової муфти:

- напруження зрізу

$$\tau = \frac{2T \cdot 4 \cdot 2}{d \cdot \pi \cdot d_{ум}^2} \leq [\tau],$$

де $d_{ум}$ – мінімальний діаметр конічного штифта в з'єднанні, після відповідних перетворень остаточно

$$\tau = \frac{16T}{d \cdot \pi \cdot d_{ум}^2} \leq [\tau];$$

- напруження зминання

$$\sigma_{зм} = \frac{2T}{(D + d) \cdot d_{ум} \cdot (D - d)} \leq [\sigma_{зм}],$$

після відповідних перетворень остаточно

$$\sigma_{зм} = \frac{2T}{d_{ум} \cdot (D^2 - d^2)} \leq [\sigma_{зм}].$$

Розрахунки шпонкової втулкової муфти виконуємо за відомими формулами:

$$\tau = \frac{2T}{d \cdot l_p \cdot b} \leq [\tau];$$

$$\sigma_{зм} = \frac{2T}{d \cdot l_p \cdot K} \leq [\sigma_{зм}].$$

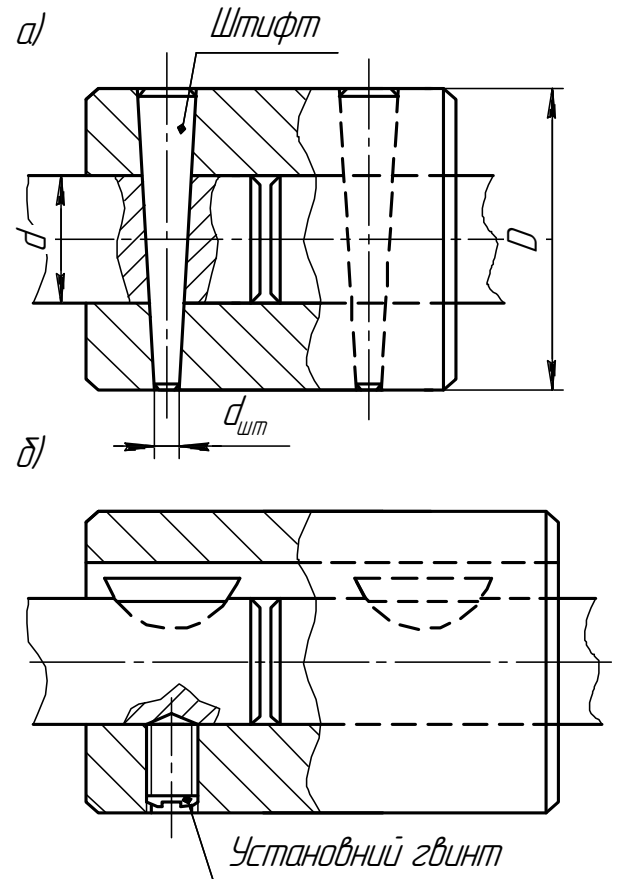


Рис. 24.1. Жорстка втулкова муфта

Фланцева муфта (рис. 24.2) складається із двох напівмуфт, насаджених на кінці валів і з'єднаних між собою болтами. Болти муфти ставлять із зазором (I) і без зазору (II). У першому випадку момент передається силами тертя, що виникають на стику напівмуфт від затягування болтів, а в другому – безпосередньо болтами, які працюють на зріз і зминання.

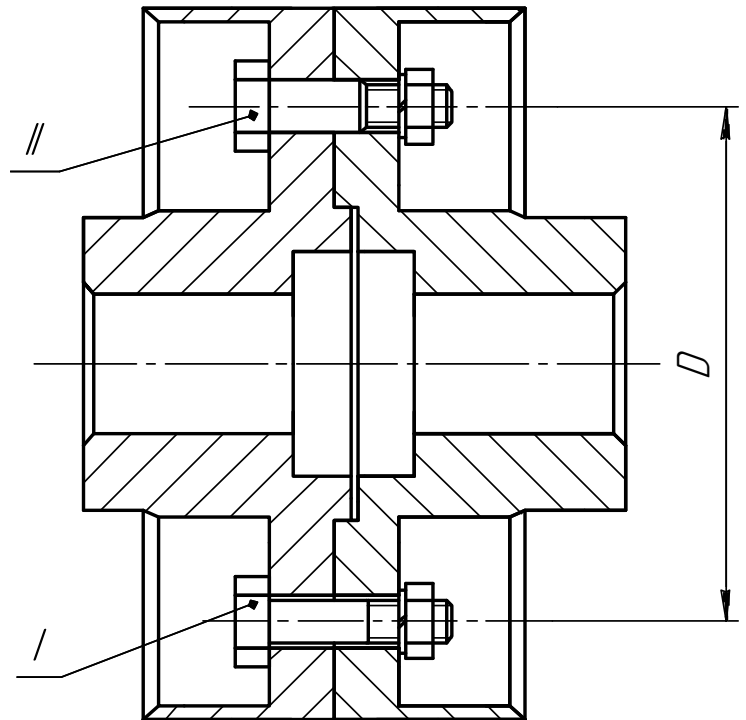


Рис. 24.2. Жорстка фланцева муфта

Оскільки наявна можливість розсвердлювання отворів під болти спільно у двох напівмуфтах, то слід вибрати з'єднання з болтами поставленими без зазору, тому що таке з'єднання може передавати більші моменти при однакових діаметрах болтів (лекція 18).

Напівмуфти виготовляють зі сталі 40, сталевого лиття 35Л, чавунного лиття СЧ21, СЧ30 і ін. Оскільки фланцева муфта проста за конструкцією й може сприймати великі навантаження, у тому числі й ударної дії, то її застосовують досить широко для з'єднання валів діаметром до 250 мм.

Розрахунок фланцевої муфти полягає в перевірочному розрахунку на міцність її болтів.

Визначимо перерізуючу силу, що припадає на один болт

$$Q = \frac{2T}{z \cdot D},$$

де z – число болтів.

При болтах поставлених із зазором, їх розраховують на розтягання

$$\sigma_p = \frac{1,3T \cdot 4 \cdot 2}{z \cdot f \cdot D \cdot \pi \cdot d_1^2} \leq [\sigma_p].$$

При болтах поставлених без зазору, їх розраховують на зріз і зминання

$$\tau_{зр} = \frac{2T \cdot 4}{z \cdot D \cdot \pi \cdot d_{cm}^2} \leq [\tau_{зр}];$$

$$\sigma_{зм} = \frac{2T}{D \cdot d_{cm} \cdot h \cdot z} \leq [\sigma_{зм}].$$

4. Компенсуючі самоустановлювальні муфти

Серед компенсуючих самоустановлювальних універсальних муфт найпоширенішою є зубчаста муфта (рис. 24.1).

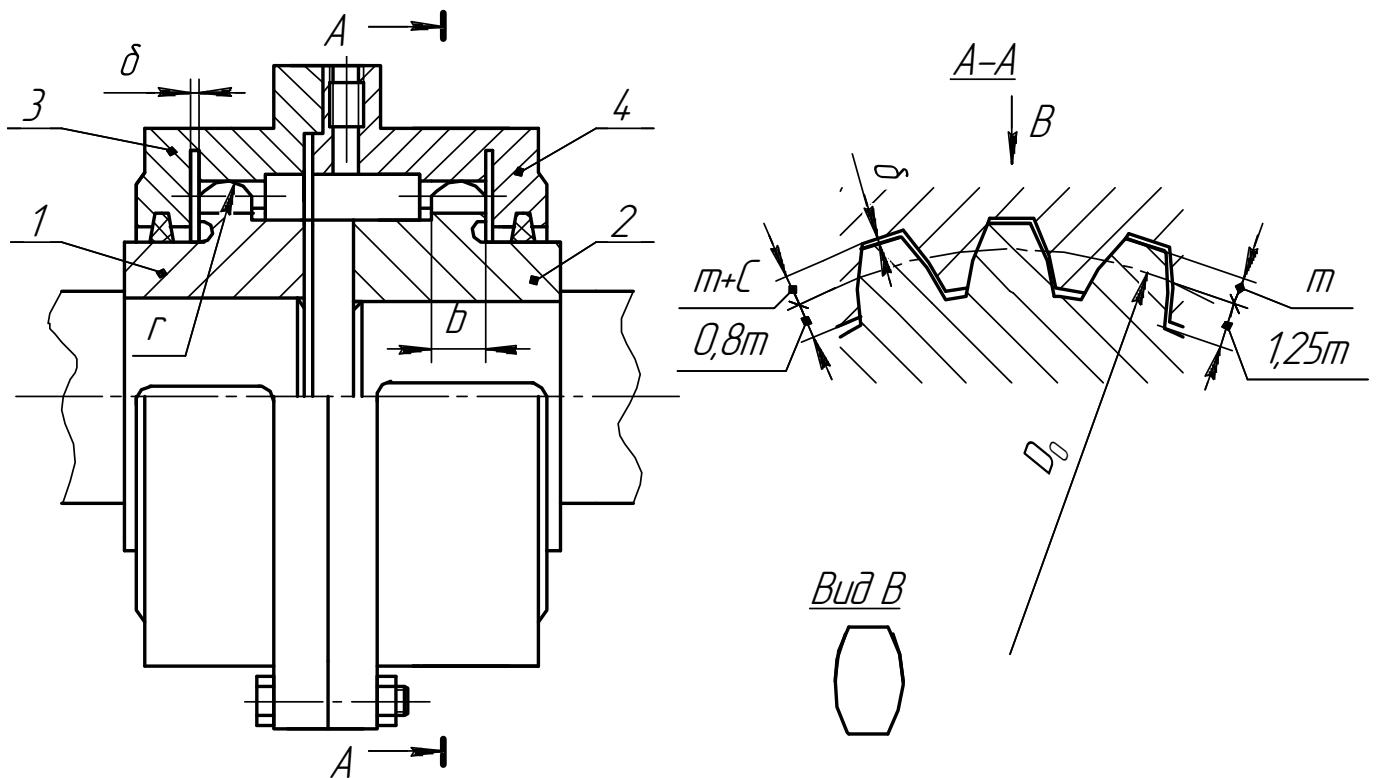


Рис. 24.1. Зубчаста муфта

Муфта складається із двох напівмуфт 1 і 2 із зовнішніми зубами й двох половин обойми 3 і 4 із внутрішніми зубами, що зчіплюються із зубами напівмуфт. Напівмуфти насаджують на кінці валів, що з'єднуються. Половини обойми з'єднують між собою болтами. Зуби напівмуфт і половини обойми мають евольвентний профіль, аналогічний евольвентному профілю зубів зубчастих коліс, що дозволяє нарізати їх нормальним зубонарізним інструментом. Зубчаста муфта компенсує в певних межах будь-які взаємні зсуви валів – осьові (за рахунок δ), радіальні (за рахунок форми зубів та δ) і кутові (за рахунок r і бочкоподібної форми зубів).

Зубчасті муфти мають істотні переваги, які визначили їхнє широке застосування, особливо у важкому машинобудуванні, а саме:

- велика несуча здатність й надійність при малих габаритах внаслідок великого числа одночасно працюючих зубів;
- допустимість значних частот обертання (окружна швидкість на зубах може бути до 25 м/с, а при спеціальному виконанні ще вище);
- технологічність, обумовлена сучасними високопродуктивними методами нарізування коліс.

Зубчасті муфти стандартизовані в діапазоні крутних моментів від 700 до 1000000 Нм і діаметрів валів від 40 до 560 мм.

Якщо вали з'єднуються через проміжний вал, то застосовують дві муфти, що мають по одному зачепленню.

Напівмуфти й половини обойми виготовляють зі сталей 40, 45 або зі сталевого лиття 45Л, 50Л та інших матеріалів. Для підвищення зносостійкості зуби піддають термообробці до HRC 35÷40. Тихохідні зубчасті муфти (при $V < 5$ м/с) виготовляють із твердістю зубів не нижче HB280. Для зменшення зношування зубів муфти в її обойму закладають мастило великої в'язкості.

Розміри зубчастої муфти вибирають за таблицями стандарту залежно від розрахункового крутного моменту муфти

$$T_k = K_1 \cdot K_2 \cdot T,$$

де $K_1 = 1 \dots 1,8$ – коефіцієнт безпеки (залежно від наслідків, які спричинить поломка муфти);

K_2 – коефіцієнт умов роботи муфти ($K_2 = 1$ – спокійна робота; $K_2 = 1 \dots 1,3$ – нерівномірною робота; $K_2 = 1,3 \dots 1,5$ – важка робота з ударами).

Існують і інші компенсуючі муфти: ланцюгові, хрестові, шарнірні, однак вони застосовуються не так широко, як зубчасті.

5. Пружні муфти

Пружні муфти служать для зменшення динамічних навантажень, передаваних з'єднаннями або валами. Крім того, ці муфти запобігають виникненню резонансних коливань у з'єднаних валах і дозволяють трохи компенсувати неточності взаємного розташування валів.

Пружні муфти характеризуються:

- жорсткістю або зворотною до неї величиною – податливістю;
- демпфуючою здатністю, тобто здатністю перетворювати в теплоту енергію деформування пружних елементів муфти.

Конструкції пружних муфт різноманітні. За матеріалом пружних елементів вони діляться на муфти з неметалевими й металевими пружними елементами. Основний матеріал неметалевих пружних елементів – гума, яка має наступні переваги: висока еластичність та демпфуюча здатність, а також електроізоляційна здатність. Металеві пружні елементи муфт являють собою різні сталеві пружини або сталеві пружинні стрижні, пластини або пакети пластин.

Серед муфт із неметалевими пружними елементами широко поширена втулково-пальцева муфта (МПВП) (рис. 24.2); її розміри залежно від номінального моменту нормалізовані стандартом (для з'єднання валів діаметром 9...160 мм). Вона складається із двох напівмуфт, сталевих пальців, пружних гумових втулок. Дозволяється заміна пружних втулок набором кілець із того ж матеріалу.

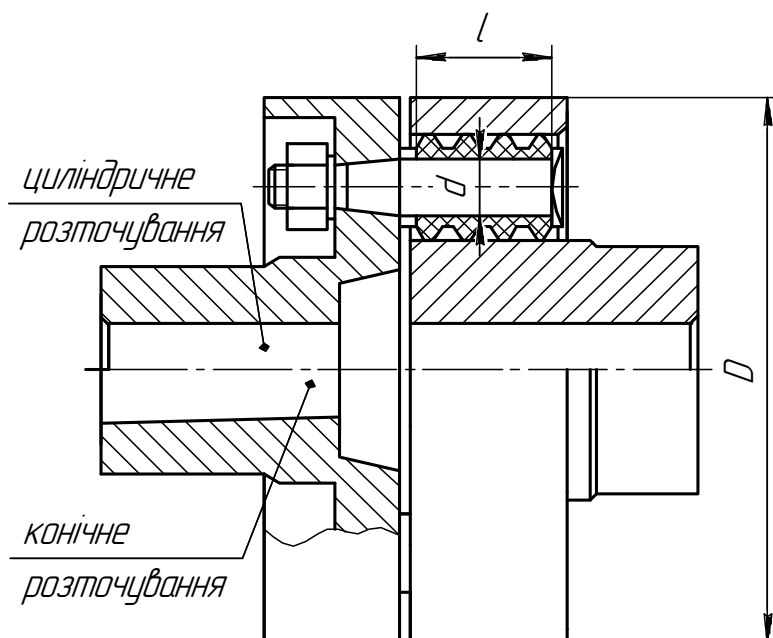


Рис. 24.2. Пружна муфта (МПВП)

Широке застосування в машинобудуванні цієї муфти, особливо в приводах електродвигунів, пояснюється наступними її перевагами:

- легкість виготовлення;
- простота пружних елементів;
- зручність заміни пружних елементів;
- надійність.

Напівмуфти виготовляють із чавуну СЧ21, сталі 30, або сталевого лиття 35Л.
Матеріал пальців – сталь 45.

Розрахунок муфти МПВП складається з перевірного розрахунків пружних елементів на зминання:

$$\sigma_{зм} = \frac{2T_K}{z \cdot D \cdot l \cdot d} \leq [\sigma_{зм}]$$

і перевірного розрахунку пальців на згин:

$$\sigma_{зг} = \frac{2T_K \cdot l}{0,1 \cdot d^3 \cdot z \cdot D} \leq [\sigma_{зг}],$$

де $T_K = k \cdot T$ – розрахунковий крутний момент муфти;

D – діаметр окружності розташування центрів пальців;

d – діаметр пальців під гумовими кільцями;

l – довжина втулки;

z – число пальців;

$\sigma_{зм}$ – розрахункові напруження зминання між пальцями й втулкою;

$[\sigma_{зм}] = 2 \dots 4$ МПа – допустимі напруження зминання для гуми;

$\sigma_{зг}$ – розрахункові напруження на згин для пальців;

$[\sigma_{зг}] = 60 \dots 80$ МПа – допустимі напруження згину для пальців.

6. Контрольні питання

1. У чому полягає необхідність застосування муфт?
2. На які класи підрозділяються муфти?
3. Які бувають нерозчіпні муфти?
4. Які бувають керовані муфти?
5. Які бувають самодіючі муфти?
6. Які конструкції жорстких муфт існують?

7. Як розраховується штифтова втулкова муфта?
8. Як розраховується шпонкова втулкова муфта?
9. Як розраховується фланцева муфта?
10. Які матеріали застосовують у втулкових і фланцевих жорстких муфтах?
11. Які переваги зубчастих муфт?
12. Які конструктивні особливості забезпечують переваги зубчастих муфт?
13. Які матеріали застосовують у зубчастих муфтах?
14. Як визначити розрахунковий крутний момент муфти?
15. Яке призначення пружних муфт?
16. Які переваги МПВП?
17. З яких елементів складається МПВП?
18. Як розраховується МПВП?

Додаткові роз'яснення та матеріали для поглибленої підготовки

1. Пояснення до визначення ККД та передатного відношення привода, що складається з декількох механізмів

Коефіцієнт корисної дії η і передатне відношення u привода, що складається з декількох послідовно з'єднаних передач визначається наступним чином. Припустимо, що привод складається із чотирьох механізмів (рис. д.1)

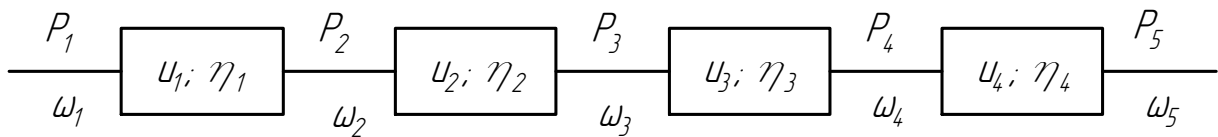


Рис. д.1. Привод, що складається із чотирьох механізмів

ККД усього приводу

$$\eta = \frac{P_5}{P_1}.$$

Запишемо чому рівні потужності на вихідних валах

$$P_2 = P_1 \eta_1;$$

$$P_3 = P_2 \eta_2 = P_1 \eta_1 \eta_2;$$

$$P_4 = P_3 \eta_3 = P_1 \eta_1 \eta_2 \eta_3;$$

$$P_5 = P_4 \eta_4 = P_1 \eta_1 \eta_2 \eta_3 \eta_4.$$

Тоді

$$\eta = \frac{P_5}{P_1} = \frac{\cancel{P_1} \eta_1 \eta_2 \eta_3 \eta_4}{\cancel{P_1}},$$

$$\eta = \eta_1 \eta_2 \eta_3 \eta_4,$$

тобто коефіцієнт корисної дії привода, що складається з декількох послідовно з'єднаних передач, дорівнює добутку коефіцієнтів корисної дії всіх його передач.

Передатне відношення всього приводу

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_5}.$$

Запишемо вираз для кутових швидкостей ведучих валів

$$\omega_4 = \omega_5 \cdot u_4;$$

$$\omega_3 = \omega_4 \cdot u_3 = \omega_5 \cdot u_3 \cdot u_4;$$

$$\omega_2 = \omega_3 \cdot u_2 = \omega_5 \cdot u_2 \cdot u_3 \cdot u_4;$$

$$\omega_1 = \omega_2 \cdot u_1 = \omega_5 \cdot u_1 \cdot u_2 \cdot u_3 \cdot u_4.$$

Тоді

$$u = u_1 \cdot u_2 \cdot u_3 \cdot u_4 \cdot u_5,$$

Тобто передатне відношення привода, що складається з декількох послідовно з'єднаних передач, дорівнює добутку передатних відношень усіх його передач.

2. Пояснення до визначення контактних напружень, що виникають у зубчастому зачепленні

У якості вихідної приймемо формулу Герца для лінійчатого контакту дотичних поверхонь

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{qE_{36}}{\rho_{36} 2\Pi(1-\mu)}} \leq [\sigma_H],$$

де μ - коефіцієнт Пуассона.

Враховуючи, що

$$F = \frac{F_t}{\cos \alpha_w},$$

введемо поняття – питома розрахункова окружна сила ω_{Ht}

$$\omega_{Ht} = q \cos \alpha_w$$

Тоді формула Герца прийме вигляд

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{\omega_{Ht} E_{np}}{\cos \alpha_w \rho_{np} 2\Pi(1-\mu^2)}};$$

З рис. д.2. одержимо радіуси кривизни ρ_1 і ρ_2

$$\rho_1 = \frac{d_{w1}}{2} \sin \alpha_w;$$

$$\rho_2 = \frac{d_{w2}}{2} \sin \alpha_w,$$

де d_{w1} , d_{w2} – діаметри початкових окружностей.

Підставимо значення ρ_1 і ρ_2 у формулу для визначення зведеного радіуса кривизни ρ_{36}

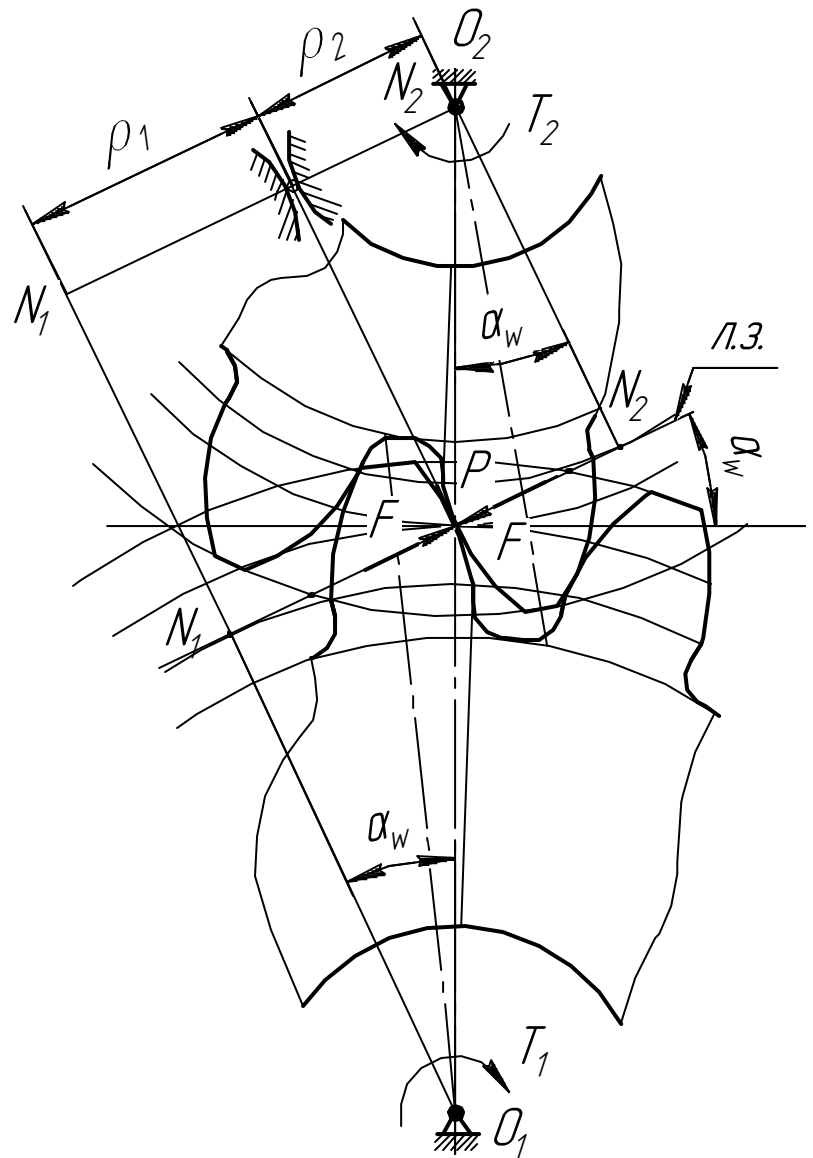


Рис. д.2. Схема до розрахунку контактної міцності зубів

$$\frac{1}{\rho_{3\beta}} = \frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2} = \frac{\rho_2 - \rho_1}{\rho_1 \rho_2} = \frac{4(d_{w2} \pm d_{w1}) \sin \alpha_w}{2d_{w1} d_{w2} \sin^2 \alpha_w} = \frac{2(d_{w2} \pm d_{w1})}{d_{w1} d_{w2} \sin^2 \alpha_w};$$

Враховуючи, що передатне відношення

$$u = \frac{d_{w2}}{d_{w1}},$$

отримаємо

$$d_{w2} = d_{w1} \cdot u.$$

Після підстановки остаточно одержимо

$$\frac{1}{\rho_{3\beta}} = \frac{2d_{w1}(u \pm 1)}{d_{w1} d_{w1} \cdot u \cdot \sin \alpha_w} = \frac{2}{d_{w1} \sin \alpha_w} \cdot \frac{(u \pm 1)}{u}$$

Підставимо отриманий вираз у формулу Герца

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{\omega_{Ht} E_{3\beta} \cdot 2}{2 \cos \alpha_w \sin \alpha_w d_{w1} \Pi(1 - \mu^2)} \cdot \frac{(u \pm 1)}{u}},$$

або

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{\omega_{Ht} E_{3\beta} \cdot 2}{\sin 2\alpha_w \cdot d_{w1} \Pi(1 - \mu^2)} \cdot \frac{(u \pm 1)}{u}}.$$

Увівши позначення й зробивши відповідні перетворення, одержимо формулу:

$$\sigma_H = Z_H Z_M Z_Z \sqrt{\frac{\omega_{Ht} \cdot u \pm 1}{d_{w1} u}};$$

де $Z_H = \sqrt{\frac{2 \cos \beta}{\sin 2\alpha_w}}$ – коефіцієнт форми сполучених поверхонь зубів у полюсі зачеп-

лення (для прямозубої передачі $\beta=0$ і $\alpha_w=20^\circ \Rightarrow Z_H=1.76$).

$Z_M = \sqrt{\frac{E_{3\beta}}{\Pi(1 - \mu^2)}}$ – коефіцієнт, що характеризує механічні властивості матеріалів зу-

бів (для сталевих коліс $E_{3\beta}=2,15 \cdot 10^5$ МПа; $\mu=0,3 \Rightarrow Z_M=275 \cdot 10^3$ Па^{1/2}).

Z_ε – коефіцієнт сумарної довжини контактних ліній сполучених зубів.

$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}}$ – для прямозубих;

$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}}$ – для косозубих,

де ε_α – ступінь перекриття приблизно можна визначити так:

$$\varepsilon_{\alpha} = \left[1.88 - 3.2 \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right] \cdot \cos \beta.$$

Для прямозубих зубчастих коліс можна прийняти $\varepsilon_{\alpha}=1.6$, тоді $Z_{\varepsilon}=0,9$.