

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ІНЖЕНЕРНИЙ ІНСТИТУТ ЗАПОРІЗЬКОГО НАЦІОНАЛЬНОГО
УНІВЕРСИТЕТУ

І.А.Шевченко
Т.О. Васильченко
Ю.Г. Кобрін

ДЕТАЛІ МАШИН

Навчально-методичний посібник
для здобувачів ступеня вищої освіти бакалавра
спеціальності 133 «Галузеве машинобудування»
освітньо-професійної програми «Галузеве машинобудування»

Затверджено
вченою радою ЗНУ
Протокол №10
від 11.06.2019

Запоріжжя
2019

Шевченко І.А., Васильченко Т.О., Кобрін Ю.Г. Деталі машин: навчально-методичний посібник для для здобувачів ступеня вищої освіти бакалавра спеціальності 133 «Галузеве машинобудування» освітньо-професійної програми «Галузеве машинобудування». Запоріжжя : ЗНУ, 2019. 281 с.

У навчально-методичному посібнику в стислому систематизованому вигляді надано програмний матеріал дисципліни «Деталі машин». Викладено ряд загальних питань, що стосуються критеріїв працездатності, теорії, розрахунків і конструювання вузлів і деталей машин загального призначення: роз'ємних та нероз'ємних з'єднань, передач зачепленням і тертям, вальниць ковзання і кочення, валів і муфт приводів. Для формування необхідних навичок запропоновано методичні вказівки до практичних, теми лабораторних занять, питання для самоконтролю і підсумкового контролю знань, тестові завдання.

Для здобувачів ступеня вищої освіти бакалавра спеціальності 133 «Галузеве машинобудування» освітньо-професійної програми «Галузеве машинобудування».

Рецензенти:

С. В. БІЛОДІДЕНКО, доктор технічних наук, професор,
завідувач кафедри машин і агрегатів металургійного виробництва Національної металургійної академії України (НМетАУ)

Г. В. ЯВТУШЕНКО, кандидат технічних наук, доцент кафедри обробки металів тиском Національного університету «Запорізька політехніка»

Відповідальний за випуск

Й.К.ОГІНСЬКИЙ, доктор технічних наук, старший науковий співробітник,
завідувач кафедри «Металургійне обладнання» Інженерного інституту ЗНУ

ЗМІСТ

ОСНОВНІ УМОВНІ ПОЗНАЧЕННЯ.....	8
ПЕРЕДМОВА.....	9
Розділ 1 ЗАГАЛЬНІ ПИТАННЯ СТВОРЕННЯ ДЕТАЛЕЙ І ВУЗЛІВ МАШИН.....	11
Тема 1 ЗАГАЛЬНІ ПИТАННЯ КОНСТРУЮВАННЯ МАШИН.....	11
1.1 Етапи створення машин	11
1.1.1 Види виробів.....	12
1.1.2 Стадії розробки конструкторської документації.....	12
1.2 Класифікація типових деталей машин.....	14
1.3 Критерії якості деталей і вузлів машин.....	15
1.3.1 Критерії роботоздатності деталей машин.....	16
1.3.2 Критерії економічності.....	16
1.3.3 Критерії надійності.....	17
1.4 Загальні вимоги до машин та їх деталей.....	18
Тема 2 ЗАГАЛЬНІ ПИТАННЯ МІЦНОСТНИХ РОЗРАХУНКІВ ДЕТАЛЕЙ МАШИН.....	18
2.1 Проектувальний і перевірочний розрахунки.....	18
2.2 Навантаження та напруження в деталях машин.....	19
2.2.1 Класифікація навантажень.....	19
2.3 Облік змінного характеру робочих навантажень в розрахунках деталей машин.....	21
2.3.1 Зміна напружень у часі.....	22
2.3.2 Міцність при змінних напруженнях. Явище втоми.....	24
2.3.3 Вплив різних факторів на границю витривалості деталей машин.	26
2.3.4 Визначення граничних напружень.....	28
2.3.5 Розподіл навантаження в часі. Циклограма навантаження.....	29
2.4 Загальні принципи розрахунків деталей машин на міцність.....	30
2.4.1 Розрахунки деталей машин за напруженнями.....	30
2.4.2 Розрахунки деталей машин за коефіцієнтами запасу міцності.....	34
2.5 Основні види та причини відмови деталей машин.....	36
2.6 Основні напрямки підвищення міцності деталей машин.....	37
2.7 Основні відомості про машинобудівні матеріали.....	37
2.7.1 Способи отримання заготовок для деталей.....	37
2.7.2 Основні машинобудівні матеріали.....	37
2.7.3 Основні механічні характеристики матеріалів.....	38
2.7.4 Вибір матеріалу для деталей машин.....	39
2.7.5 Деякі види обробки металів.....	41
Контрольні запитання до розділу 1.....	42
Розділ 2 З'ЄДНАННЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН.....	45
Тема 3 РОЗ'ЄМНІ З'ЄДНАННЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН.....	46
3.1 Різьбові з'єднання	45
3.1.1 Загальна характеристика.....	45
3.1.2 Розподіл осьового навантаження між витками різі.....	51

3.1.3 Розрахунок різьбових з'єднань.....	52
3.2 Штифтові з'єднання.....	54
3.2.1 Загальні відомості.....	54
3.2.2 Розрахунок штифтових з'єднань.....	56
3.3 Шпонкові з'єднання.....	57
3.3.1 Загальні відомості.....	57
3.3.2 Підбір шпонок і розрахунок шпонкових з'єднань на міцність..	58
3.4 Шліцьові з'єднання.....	60
3.4.1 Загальні відомості.....	60
3.4.2 Розрахунок шліцьових з'єднань.....	61
Тема 4 НЕРОЗ'ЄМНІ З'ЄДНАННЯ ДЕТАЛІ МАШИН.....	62
4.1 Зварні з'єднання.....	62
4.1.1 Загальні відомості.....	62
4.1.2 Розрахунок зварних з'єднань на міцність.....	64
4.2 Заклепкові з'єднання.....	67
4.2.1 Загальні відомості.....	67
4.2.2 Класифікація заклепкових з'єднань.....	70
4.2.3 Розрахунок міцних клепааних з'єднань.....	71
4.3 Пресові з'єднання	74
4.3.1 Загальні відомості.....	74
4.3.2 Розрахунок пресового з'єднання.....	75
4.4 Паяні та клейові з'єднання.....	77
4.4.1 Загальні відомості.....	77
4.4.2. Паяні з'єднання.....	77
4.4.3 Клейові з'єднання.....	78
Контрольні запитання до розділу 2.....	78
Розділ 3 ДЕТАЛІ І ВУЗЛИ, ЯКІ ОБСЛУГОВУЮТЬ ОБЕРТОВИЙ РУХ МЕХАНІЧНИХ ПЕРЕДАЧ.....	80
Тема 5 ВАЛИ ТА ВІСІ.....	81
5.1 Призначення валів і вісей.....	81
5.2 Класифікація валів.....	81
5.3 Основні конструктивні елементи валів і вісей.....	83
5.4 Матеріали валів та вісей.....	85
5.5 Критерії роботоздатності і розрахунок валів і рухомих вісей.....	85
5.5.1 Проектний розрахунок валів.....	86
5.5.2 Перевірочний розрахунок валів.....	86
5.5.3 Уточнений розрахунок валів на опір втоми.....	87
5.5.4 Розрахунок валів на жорсткість.....	87
5.5.5 Розрахунок валів на вібростійкість.....	88
Тема 6 ВАЛЬНИЦІ.....	89
6.1 Призначення опор валів і вісей та їх класифікація.....	89
6.2 Вальниці ковзання.....	90
6.2.1 Загальні відомості.....	90
6.2.2 Класифікація вальниць ковзання.....	91

6.2.3 Переваги і недоліки вальниць ковзання.....	92
6.2.4 Застосування вальниць ковзання.....	92
6.2.5 Матеріали вальниць ковзання.....	93
6.2.6 Розрахунки вальниць ковзання.....	94
6.3 Вальниці кочення.....	95
6.3.1 Загальні відомості.....	95
6.3.2 Класифікація вальниць кочення.....	96
6.3.3 Матеріали вальниць кочення.....	97
6.3.4 Мащення вальниць кочення.....	97
6.3.5 Умовні позначення вальниць.....	98
6.3.6 Основні причини втрати роботоздатності і критерії розрахунку вальниць кочення.....	100
Тема 7 МЕХАНІЧНІ МУФТИ ПРИВОДІВ МАШИН.....	102
7.1 Призначення муфт.....	102
7.2 Класифікація муфт.....	103
7.2.1 Некеровані муфти.....	105
7.2.2 Керовані муфти.....	107
7.2.3 Самокеровані муфти.....	108
7.3 Підбір муфт.....	108
Контрольні запитання до розділу 3.....	109
Розділ 4 МЕХАНІЧНІ ПЕРЕДАЧІ ОБЕРТАЛЬНОГО РУХУ.....	111
Тема 8 МЕХАНІЗМИ ПЕРЕДАВАННЯ ТА ПЕРЕТВОРЕННЯ РУХУ.....	111
8.1 Приводи машин загального призначення.....	111
8.2 Призначення механічних передач.....	113
8.3 Основні і похідні параметри механічних передач.....	113
8.4 Класифікація механічних передач.....	115
8.5 Вимоги до передач.....	117
Тема 9 ПЕРЕДАЧІ ЗАЧЕПЛЕННЯМ.....	117
9.1 Загальні відомості і класифікація.....	117
9.1.2 Точність зубчастих передач.....	119
9.1.3 Матеріали і термообробка зубчастих коліс.....	121
9.1.4 Типові конструкції циліндричних зубчастих коліс.....	122
9.1.5 Методи виготовлення зубчастих коліс.....	124
9.2 Конічні зубчасті передачі.....	125
9.2.1 Особливості геометрії зубів і коліс.....	126
9.2.2 Еквівалентне колесо.....	128
9.2.3 Осьова форма зуба конічних коліс.....	129
9.3 Черв'ячні передачі.....	130
9.3.1 Особливості черв'ячної передачі.....	131
9.3.2 Типи черв'яків.....	132
9.3.3 Основні геометричні параметри.....	134
Тема 10 ОСНОВИ РОЗРАХУНКУ ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ НА МІЦНІСТЬ.....	135
10.1 Сили, що діють в зубчастих передачах.....	135

10.1.1 Сили в зачепленні циліндричних зубчастих коліс.....	135
10.1.2 Сили в зачепленні конічних коліс.....	137
10.1.3 Сили, що діють в черв'ячному зачепленні.....	138
10.2 Загальні підходи до проектування зубчастих передач.....	142
10.3 Розрахункове навантаження.....	142
10.4 Основні види руйнування зубців.....	144
10.5 Критерії роботоzдатності і розрахунку зубчастих передач.....	146
10.5.1 Розрахунок на контактну міцність активних поверхонь зубів передачі.....	148
10.5.2 Розрахунок зубів на витривалість при згині.....	150
10.5.3 Розрахунок на міцність конічних і черв'ячних передач.....	151
10.5.4 Тепловий розрахунок черв'ячної передачі.....	152
10.6 Механічні редуктори.....	152
10.6.1 Класифікація редукторів.....	153
10.6.2 Основні параметри редукторів.....	158
Тема 11 ЛАНЦЮГОВІ ПЕРЕДАЧІ.....	159
11.1 Загальна характеристика.....	159
11.1.1 Переваги та недоліки ланцюгових передач.....	160
11.2 Класифікація ланцюгів.....	161
11.3 Деталі ланцюгових передач.....	162
11.3.1 Ланцюги.....	162
11.3.2 Зірочки.....	162
11.3.3 Матеріали.....	163
11.3.4 Змашування.....	163
11.4 Кінематика і динаміка ланцюгової передачі.....	163
11.4.1 Основні розрахункові параметри ланцюгових передач.....	163
11.4.2 Рекомендації щодо вибору числа зубців зірочок.....	164
11.5 Критерії роботи здатності і розрахунок ланцюгових передач.....	166
Тема 12 ПЕРЕДАЧІ ТЕРТЯМ.....	168
12.1 Пасові передачі.....	168
12.1.1 Загальні відомості.....	168
12.1.2 Класифікація пасових передач.....	169
12.1.3 Елементи пасових передач.....	171
12.1.4 Кінематика і геометрія пасових передач.....	173
12.1.5 Силіві залежності пасових передач.....	174
12.1.6 Критерії працездатності і розрахунку пасової передачі.....	176
12.2 Фрикційні передачі.....	179
12.2.1 Принцип роботи, класифікація.....	179
12.2.2 Ковзання у фрикційній передачі.....	182
12.2.3 Матеріали деталей фрикційних передач.....	183
12.2.4 Види руйнування котків і критерії роботоzдатності.....	184
12.2.5 Розрахунки фрикційних передач.....	184
Контрольні запитання до розділу 4.....	185
МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ ДО ПРАКТИЧНИХ ЗАНЯТЬ.....	189

ТЕМИ ЛАБОРАТОРНИХ РОБІТ.....	225
ПІДСУМКОВИЙ КОНТРОЛЬ ЗНАНЬ.....	234
Форми контролю, зміст поточного і підсумкового контролю.....	234
Види контролю.....	235
Перелік типових питань до вхідного контролю.....	235
Запитання до заліку.....	236
Перелік питань, які виносяться на іспит.....	239
ТЕСТОВІ ЗАВДАННЯ.....	241
РЕКОМЕНДОВАНА ЛІТЕРАТУРА.....	273
Методичне забезпечення.....	273
Основна література.....	273
Додаткова література.....	274
Інформаційні ресурси.....	275
ДОДАТОК А.....	276
ДОДАТОК Б.....	278
ДОДАТОК В.....	279

ОСНОВНІ УМОВНІ ПОЗНАЧЕННЯ

σ, τ - розрахункові нормальне і дотичне напруження $[\sigma], [\tau]$ - допустимі нормальне і дотичне напруження, МПа; σ_B, τ_B - границя міцності, МПа; σ_T, τ_T - границя текучості, МПа; σ_{-1}, τ_{-1} - границя витривалості, МПа; σ_H, σ_F - контактні і згинаючі напруження. H_{lim} - границя контактної витривалості; F_{lim} - границя витривалості по напруженням вигину; $S(n)$ - коефіцієнт запасу міцності; N_{HO}, N_{FO} - базове число циклів; N_{HE}, N_{FE} - еквівалентне число циклів; F_n - сила нормального тиску, Н; F_t - колова сила, Н; F_r - радіальна сила, Н; F_a - осьова сила, Н; G - модуль пружності, МПа; E - модуль Юнга, МПа; HB - твердість за Брінелем; HRC - твердість за Роквелом; HV - твердість за Віккерсом; σ_m - середнє напруження циклу, МПа; σ_a - середнє напруження циклу, МПа; r - коефіцієнт асиметрії циклу; M - згинальний момент, Нм; T - крутний момент, Нм; Q - тиск, Па; P - потужність, Вт;	n - частота обертання, хв^{-1} ; f - коефіцієнт тертя ковзання; L - довжина, мм; ресурс, оберт.; R - радіус, мм; a, a_w - міжосьова відстань (мм); b - ширина вінця зубчастого колеса (мм); d - діаметр коліс (шківів), мм; h - висота зуба, мм; m - модуль, мм; маса, кг; t - крок, мм u - передавальне відношення; v - швидкість, м/с; ω - кутова швидкість, с^{-1} ; w - питоме навантаження (на одиницю довжини вінця), Н/мм; z - кількість зубців; A - площа, м^2 ; β - кут нахилу лінії зуба, град.; η - коефіцієнт корисної дії, %; b - ширина зубчастого вінця, мм; R_m - середня конусна відстань, мм; R_e - зовнішня конусна відстань, мм; δ - прогин, мкм; ρ - радіус кривизни, мм; густина, кг/м^3 ; t_E, T_E - еквівалентний час роботи; C, C_0 - динамічна і статична вантажопідйомність вальниць; R_z - еквівалентне динамічне навантаження на вальницю; L, L_h - довговічність вальниць
---	---

ПЕРЕДМОВА

Для вирішення завдань впровадження нової техніки спеціаліст повинен знати не тільки порядок, способи і методи створення нової конструкції, але й способи і методи виготовлення її складових частин, матеріалу, із якого вона виготовляється, принцип взаємодії частин, надійність, економічність і т. ін. Такі знання дозволяють правильно і грамотно проектувати та експлуатувати сучасну техніку.

Навчальна дисципліна «Деталі машин» є одним з провідних та найстаріших курсів загально інженерної підготовки фахівців і вивчає методи розрахунків і конструювання деталей загального застосування, тобто деталей (вузлів), що виконують у всіх машинах однакові функції. Вона закріплює знання студентів, які отриманні при вивченні фундаментальних, прикладних і загально-технічних дисциплін як теоретична механіка, теорія машин і механізмів, опір матеріалів, матеріалознавство, інженерна графіка, взаємозамінність, стандартизація та технічні вимірювання, та вносить нові знання з основ створення нових машин і забезпечує базові знання основ розрахунку і конструювання деталей і складальних одиниць (вузлів) загального призначення.

Навчальна дисципліна завершує загально інженерну підготовку студентів у вищих навчальних закладах і є базовим для всіх спеціальних дисциплін розрахунково-конструкторського характеру.

За діючими в інженерному інституті ЗНУ навчальними планами дисципліна “Деталі машин” належить до нормативних дисциплін циклу професійної підготовки здобувачів ступеня вищої освіти бакалавра спеціальності 133 «Галузеве машинобудування» освітньо-професійної програми «Галузеве машинобудування»; вивчається в 4 і 5 семестрах.

«Деталі машин» – базова технічна дисципліна, розглядає методи розрахунку та раціонального конструювання деталей та складальних одиниць (вузлів) загального призначення, тобто придатних для будь-якої машини, незалежно від її призначення.

Метою навчальної дисципліни «Деталі машин» є вивчення будови, принципу роботи механізмів і машин, правил і норм розрахунків та конструювання типових деталей і складальних одиниць машин і механізмів загального призначення та розвиток на основі цього у студентів інженерного мислення.

Завданням навчальної дисципліни “Деталі машин” є отримання навичків розрахунку та конструювання деталей і складальних одиниць машини

виходячи із заданих умов їх роботи; засвоєнні методів, правил і норм проектування, котрі забезпечують виготовлення надійних і економічних конструкцій.

У результаті вивчення навчальної дисципліни «Деталі машин» студент має:

- *знати*: призначення типових деталей машин та вузлів, особливості їх конструкцій і функціонування; основні види руйнування деталей машин та вузлів і критерії їх роботоздатності; фізико-механічні властивості матеріалів, із яких виготовляють деталі; методики розрахунку та конструювання деталей машин та вузлів; стандарти на деталі машин і з їх розрахунками; можливості систем автоматизованого проектування і методи оптимізації проектування;
- *вміти*: складати розрахункові схеми деталей і вузлів; визначати характер і величину навантажень на деталі і вузли; вибирати матеріал для виготовлення деталей машин; визначати головний критерій роботоздатності деталей вузлів, виконувати проектні і перевірочні розрахунки деталей та вузлів загального призначення; розробляти компоновальні схеми вузлів, розробляти складальні і робочі креслення.

Складність самостійного вивчення дисципліни «Деталі машин» визначається її теоретичною багатокомпонентністю, яка віддзеркалюється у відповідних підручниках.

Пропонований навчально-методичний посібник містить стисле висвітлення необхідного теоретичного матеріалу дисципліни «Деталі машин», а також рекомендації до його практичного використання та поглибленого вивчення. Викладені в стислій і ясній формі теоретичні основи і інженерні методи розрахунку та проектування деталей і вузлів машин, знання яких необхідні фахівцю в промисловості. Більш повний та детальний аналіз основних положень курсу пропонують численні підручники, деякі з них наведені у списку літератури і до яких обов'язково потрібно звертатися.

Навчально-методичний посібник укладено відповідно до типових програм навчальної дисципліни «Деталі машин» для підготовки фахівців освітньо-кваліфікаційного рівня «бакалавр» напряму 133 «Галузеве машинобудування».

Навчально-методичний посібник призначено для формування у здобувачів вищої освіти загальних уявлень о методах розрахунку і проектування деталей і вузлів загального застосування, а також знань і навичок, які допоможуть їх успішно засвоїти наступні профільюючі дисципліни і розв'язувати практичні та інженерні задачі. Буде корисним студентам будь-якої форми навчання при вивченні навчальної дисципліни «Деталі машин», для самостійної роботи та виконання розрахункової частини курсового проекту.

ЗАГАЛЬНІ ПИТАННЯ СТВОРЕННЯ ДЕТАЛЕЙ І ВУЗЛІВ МАШИН

Тема 1

ЗАГАЛЬНІ ПИТАННЯ КОНСТРУЮВАННЯ МАШИН

1.1 Етапи створення машин

Сучасне виробництво передбачає використання у всіх його галузях всіляких механічних систем, які розділяються на машини, машинні установки (агрегати), механізми, механічні пристосування і прибори.

Основою кожної машин є механізми, які є дуже різноманітні: одні з них уявляють з себе тільки поєднання твердих тіл, інші мають у своєму складі гідравлічні, пневматичні, електричні тощо.

Визначення машини і механізму та їх класифікація були надані в курсу дисципліни «Теорія механізмів і машин».

Деталі, вузли, машини виготовляють за кресленнями, виконаним на основі *проектів* - сукупності розрахунків, графічних матеріалів та пояснень до них, призначених для обґрунтування та визначення параметрів конструкції (кінематичних, динамічних, геометричних та ін.), її продуктивності, економічної ефективності.

Правила, порядок розробки, оформлення й обліку цих документів встановлює комплекс державних стандартів – Єдина система конструкторської документації (ЄСКД), розроблена в 70-і роки ХХ ст.

У машинобудуванні прийняті певні стандарти, які впорядковують конструкторську і технологічну документацію, а також підготовку виробництва, знижують їх трудомісткість і підвищують продуктивність інженерно-технічної праці. До них відносяться Єдина система конструкторської документації (ЄСКД) - містить більше 100 ГОСТ.

Відповідно до ГОСТ 2.102 до *конструкторських документів* відносяться графічні та текстові документи, які окремо або в сукупності визначають склад і будову виробу, містять необхідні дані для його розробки, виготовлення, контролю, експлуатації, ремонту і утилізації.

Номенклатуру конструкторських документів, що розробляються на виріб, визначають в сукупності два фактори:

- вид виробу за ГОСТ 2.101-68;
- стадія розробки конструкторської документації.

1.1.1 Види виробів

Відповідно до ЄСКД *виробом* називають будь-який предмет або набір предметів виробництва, що підлягають виготовленню на підприємстві. Усі вироби можна розділити на наступні чотири види: деталі, складальні одиниці, комплекси, комплекти.

Деталь — виріб, виготовлений з одного шматка однорідного по найменуванню і марці матеріалу без застосування складальних операцій, наприклад валик з одного шматка металу. До деталей також відносять виробу, виготовлені з одного шматка матеріалу з застосуванням місцевої пайки, зварювання, склейки, зшивки і т.д. Прикладом такої деталі є коробка, зігнута з одного шматка листового матеріалу, стінки якої з'єднані зварюванням. До деталей відносять усі зазначені вироби, піддані покриттю (фарбування, хромування), хоча для виконання покриття потрібно вже інший матеріал.

Складальна одиниця — виріб, що складається з двох чи більш складових частин, з'єднаних між собою на підприємстві - виготовлювачі складальними операціями (згвинчуванням, клепкою, зварюванням, зчленуванням, зшивкою, укладанням і т.п.). Прикладом складальних одиниць є коробка, виготовлена з декількох шматків матеріалу, з'єднаних зварюванням. До складальних одиниць відносять виробу з пластмаси, що мають арматуру, виготовлену з іншого матеріалу. До складу складальної одиниці можуть входити деталі, інші складальні одиниці і комплекти.

Комплекс — два чи більш специфіковані вироби, не з'єднані на підприємстві - виготовлювачі, але призначені для виконання взаємозалежних експлуатаційних функцій. Кожне з виробів, що входять у комплекс, має служити для виконання однієї чи декількох основних функцій, установлених для всього комплексу. Прикладом комплексу є перетворювач, що складається з блоку трансформатора, блоку випрямляча і блоку фільтра.

Комплект — два чи більш вироби, не з'єднані на підприємстві-виготовлювачі, але мають загальне експлуатаційне призначення допоміжного характеру, наприклад комплект запасних частин, комплект інструмента і приладдя і т.п.

1.1.2 Стадії розробки конструкторської документації

Щоб створити сучасну машину, потрібно знати:

- деталі та вузли, з яких складається машина (назва деталі, її призначення, конструктивні варіанти й особливості);

- умови надійної роботи деталей та вузлів, види та причини їх відмов, основні критерії працездатного стану;
- алгоритм розрахунку та послідовність конструювання, включаючи основи автоматизованого проектування.

Проектування – це процес створення нового пристрою або машини.

Проектування передуює конструюванню і передбачає пошук науково обґрунтованих, технічно здійснених і доцільних рішень. Проектування машин виконується на підставі технічного завдання.

Проектування машин виконують у кілька стадій, встановлених ГОСТ 2.103-68 наведених в табл.1.1. Він узагальнює досвід, накопичений в передових країнах з проектування машин, приладів і апаратів.

Таблиця 1.1 - Основні етапи створення технічних об'єктів

<i>Основні етапи створення технічних об'єктів</i>	<i>Види виробів</i>
Технічна пропозиція (за ДСТ 2.118-73)	Деталі
Ескізний проект (за ДСТ 2.119-73)	Складові одиниці
Технічний проект (за ДСТ 2.120-73)	Комплекти
Робоча конструкторська документація для виготовлення виробу	Комплекси

Документація, що отримується в результаті проектування, називається *проектом*.

Конструювання – це процес створення конкретної однозначної конструкції згідно з проектною документацією. Конструкція об'єкту розкриває його будову, відображує взаємне розміщення окремих його елементів, способи їхнього з'єднання, розкриває взаємодію частин об'єкту. Результатом конструювання є повний комплект конструкторських документів, необхідних для виготовлення, випробування та експлуатації виробу.

До термінів конструкторської документації також відносяться наступні поняття:

Схема – складові частини виробу у вигляді умовних зображень або позначень і зв'язку між ними;

Ескізування – процес створення ескізу, попереднього малюнка або начерку, що фіксує задум і містить основні обриси створюваного об'єкта;

Компонування – розташування основних деталей, вузлів, складальних одиниць майбутнього об'єкта;

Розрахунок – чисельне визначення зусиль, напружень і деформацій у деталях, установлення умов їх нормальної роботи; виконується в міру необхідності на кожному етапі конструювання;

Креслення - точне графічне зображення об'єкта, що містить повну інформацію про його форму, розміри й основні технічні умови виготовлення;

Пояснювальна записка - текстовий документ (ГОСТ 2.102-2013), що містить опис пристрою й принципу дії виробу, а також технічні характеристики, економічне обґрунтування, розрахунки, вказівки по підготовці виробу до експлуатації.

Специфікація - текстовий табличний документ, що визначає склад виробу (ГОСТ 2.102-2013).

1.2. Класифікація типових деталей машин

Наука про деталі машин формувалася на протязі багатьох століть у зв'язку з появою певного виду машин.

В машинах кількість деталей обчислюється сотнями і тисячами. Незважаючи на різне конструктивне оформлення і призначення машин, більшість деталей і складальних одиниць (вузлів) в них є загальними (типовими). Загальними називають деталі, які зустрічаються практично в будь-якій машині і незалежно від призначення машини виконують однакові функції.

Не існує абсолютної, повної і завершенної класифікації всіх існуючих деталей машин, оскільки конструкції їх різноманітні і, до того ж, постійно розробляються нові.

Для зручності вивчення основних відомостей, необхідних для правильного виконання окремих деталей та вузлів, а також машини в цілому, всі деталі та вузли загального призначення класифікують за принципом їх роботи, сприйняття і передачі навантажень. Одна із найпоширеніших (але не єдино можлива) класифікація деталей та вузлів загального призначення надана на рис.1.1.

Особливі групи становлять:

- пристрої для захисту елементів від забруднень (ущільнення, кожухи, кришки) і змазування (форсунки, штуцери, жиклери, трубопроводи);
- пружні елементи (пружини, ресори, амортизатори).

Деталі (вузли), які використовують тільки в окремих типах машин (лопатки, турбіни, коле часті вали та ін.) називають *деталлями спеціального призначення* і вони є об'єктами вивчення відповідних спеціальних дисциплін.

Рамки навчального курсу не дозволяють вивчити всі різновиди деталей машин і всі нюанси проектування. Однак знання, принаймні, типових деталей і загальних принципів конструювання машин дає інженерові надійний фундамент і потужний інструмент для виконання проектних робіт практично будь якої складності.

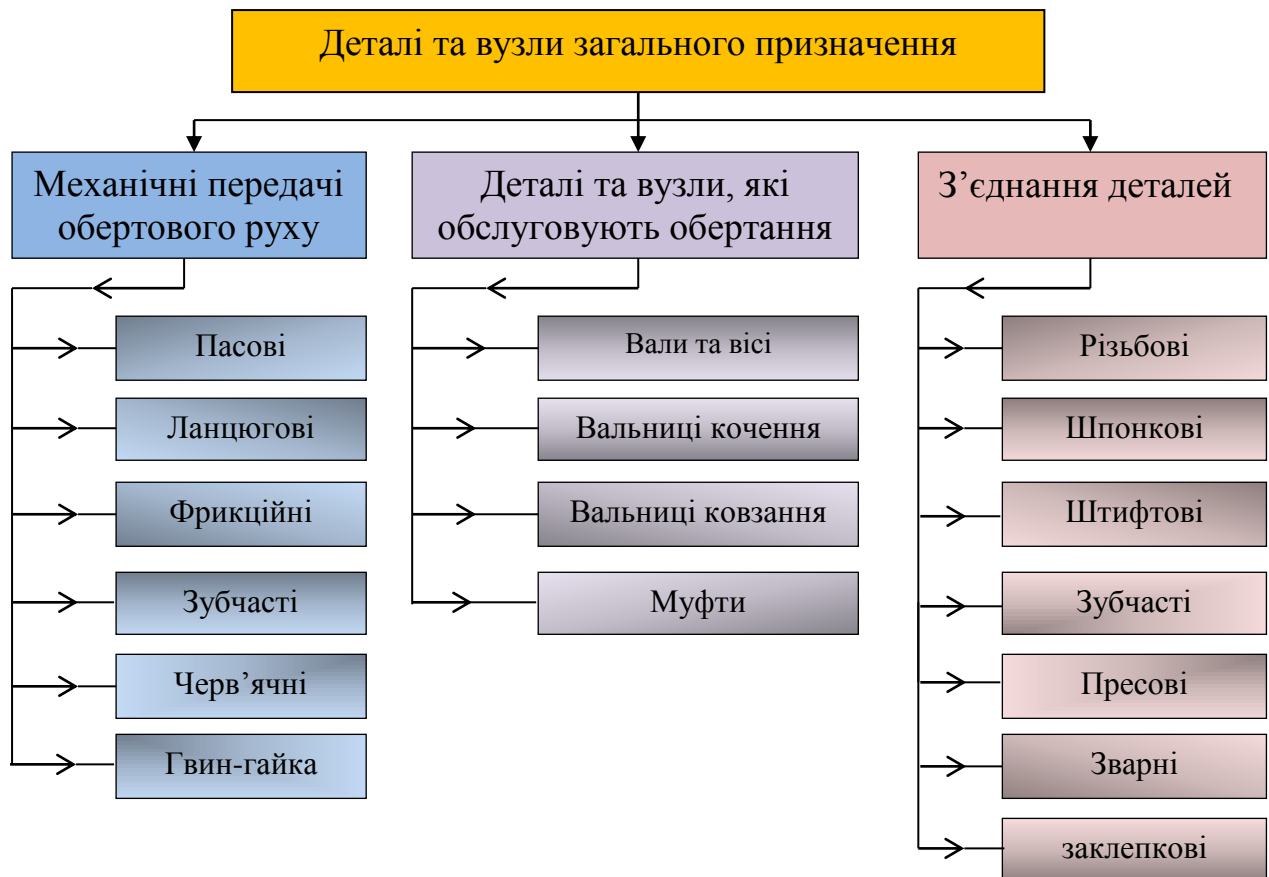


Рисунок 1.1 - Класифікація деталей та вузлів загального призначення.

1.3 Критерії якості деталей і вузлів машин

Якість - це сукупність властивостей виробу, що визначають ступінь його придатності для використання за призначенням.

Система умов, що дозволяють оцінити ступінь придатності, називається критеріями якості. За допомогою критеріїв якості вирішується основна мета проектування - визначення форми, розмірів і матеріалу деталі.

Всі критерії якості можна поділити на 3 групи: критерії працездатності; критерії надійності; критерії економічності.

Якість машини, тобто її максимальна відповідність всім вимогам, неможлива без безустанної уваги інженера на всіх стадіях "життя" машини. Якість закладається на стадії проектування, забезпечується на стадії виробництва й підтримується в процесі експлуатації.

1.3.1 Критерії роботоздатності деталей машин

Роботоздатність – комплексне поняття, що визначає такий стан машини при якому вона здатна виконувати задані функції з параметрами, закладеними в технічній документації.

Для оцінки роботоздатності деталі використовують такі критерії:

- *міцність* – здатність деталі опиратися навантаженню без поломок і поверхневих ушкоджень;
- *жорсткість* – здатність деталі опиратися зміні форми та розмірів під впливом сил;
- *зносостійкість* – здатність матеріалу деталі опиратися стиранню поверхні;
- *теплостійкість* – здатність деталі працювати у визначеному діапазоні температур;
- *вібростійкість* – здатність деталі працювати у заданому діапазоні режимів навантаження без недопустимих коливань.

Без виконання цих критеріїв неможлива нормальна робота деталей та вузлів машин, тому під час проектування залежно від умов роботи деталі проводяться розрахунки за одним або кількома критеріями.

Головним критерієм працездатності та розрахунку багатьох деталей машин є міцність. Невиконання умови міцності автоматично робить непотрібними всі інші вимоги й критерії якості машин. Неміцні деталі не можуть працювати. Дійсно, небагато коштує технологічна, жорстка, зносостійка, теплостійка, вібростійка, дешева в експлуатації, ремонтпридатна конструкція самого передового дизайну, якщо вона зламалася при першому ж навантаженні! До того ж, руйнування частин машини призводять не тільки до простоїв, але й до нещасних випадків.

1.3.2 Критерії економічності

Економічність – мінімальна вартість витрат на проектування, виготовлення та експлуатацію виробів.

Критеріями економічності є:

Продуктивність – досягнення економічного ефекту за рахунок здійснення більшої кількості операцій в одиницю часу;

Енергоємність - досягнення економічного ефекту за рахунок підвищення ККД;

Матеріаломісткість – досягнення економічного ефекту за рахунок мінімізації маси і габаритів виробу;

Основа економічності конструкції – її технологічність.

Технологічність – це пристосованість виробу до його виготовлення за допомогою передових технологій, тобто забезпечувати задані експлуатаційні показники при найменших затратах (часу, засобів, праці) на її створення в конкретних умовах даного виробництва. До основних напрямків забезпечення технологічності деталей слід віднести: окреслювання при конструюванні форм деталей простими поверхнями (циліндричними, конічними та ін.), найбільш зручними для обробки механічними і фізичними методами; використання для виготовлення деталей конструкційних матеріалів, які забезпечують використання маловідходних і ресурсозберігаючих технологій обробки (тиском, точні ливарні, лазерні, вибухом, зварюванням та ін.); раціональне використання системи допусків і посадок, обґрунтоване завдання технічних умов на виготовлення деталей.

Уніфікація і стандартизація – застосування найбільш раціональних форм і розмірів деталей і вузлів.

Досягнення економічного ефекту за рахунок забезпечення позитивного психологічного клімату при роботі людини з виробом називають *естетичністю*.

Досягнення економічного ефекту за рахунок відповідності машини фізіологічним і антропометричним особливостям людини (наприклад, більш зручне розташування важелів (тумблерів, кнопок) керування, розраховане на середнього людини і т.д.), називають *ергономікою*.

Досягнення економічного ефекту за рахунок позитивної взаємодії з навколишнім середовищем (наприклад, установка додаткових очисних агрегатів, безвідходне виробництво і т.д.) називають *екологічністю*.

1.3.3 Критерії надійності

Надійність – це властивість виробу виконувати протягом заданого часу свої функції, зберігаючи встановлені експлуатаційні показники в заданих межах.

Основними критеріями надійності є:

- *безвідмовність* (властивість виробу безупинно зберігати працездатність протягом заданого часу),
- *довговічність* (властивість виробу довго зберігати працездатність до настання граничного стану при дотриманні норм експлуатації),
- *ремонтпридатність* (пристосованість виробу до попередження, виявлення та усунення відмов),
- *збереженість* (властивості виробів зберігати експлуатаційні показники на час і після термінів зберігання.)

1.4 Загальні вимоги до машин та їх деталей

Оскільки людині властиво хотіти всього й відразу, то вимоги до машин різноманітні й часто суперечливі. Однак відомо, що повне задоволення всіх вимог - абсолютно нездійсненне завдання, тому завжди доводиться йти на компроміс, позначаючи головні вимоги й забезпечуючи відповідні їм критерії якості.

Відзначимо лише основні вимоги машин та їх деталей:

- висока надійність;
- високі експлуатаційні показники: продуктивність; ККД – коефіцієнт корисної дії, що характеризує втрати енергії; точність; безпека обслуговування; ступінь автоматизації та інші;
- технологічність;
- економічність.
- транспортабельність – можливість зручного транспортування машини;
- ергономічність;
- екологічність;
- естетичність.

Курс деталей машин концентрує увагу студентів на першій вимозі – надійності деталей та вузлів машин.

Тема 2

ЗАГАЛЬНІ ПИТАННЯ МІЦНОСТНИХ РОЗРАХУНКІВ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

2.1 Проектувальний і перевірочний розрахунки

Всі етапи проектування супроводжується розрахунками. Тому грамотно виконаний розрахунок набагато простіше і в сотні разів дешевше експериментальних досліджень.

Найчастіше конструктор має справу з розрахунками на міцність.

В інженерній практиці розрахунки на міцність поділяють на два види: *проектувальні* та *перевірочні*.

Проектувальним розрахунком називають визначення основних розмірів деталі при обраному матеріалі за формулами, відповідними головним критеріям роботоздатності (міцності, жорсткості, зносостійкості та ін.). Цей розрахунок виконують в тих випадках, коли розміри конструкції заздалегідь невідомі. Реальну конструкцію замінюють розрахунковою схемою; по суті неоднорідний і несучільний матеріал деталі розглядають як однорідний і суцільний;

ідеалізують навантаження, форму деталі, опори. Неточності розрахунку компенсують коефіцієнтами запасу, які кожна галузь машинобудування рекомендує для конкретних деталей.

Проектувальний розрахунок є попереднім і спрощеним оскільки заснований на деяких припущеннях. За результатами проектного розрахунку розробляють ескізний варіант конструкції деталі.

Перевірочним розрахунком називають визначення фактичних характеристик головного критерію працездатності деталі або визначення найбільш допустимого навантаження на деталь по допустимим значенням головного критерію працездатності. При перевірочному розрахунку визначають фактичні (розрахункові) напруження і коефіцієнти запасу міцності, дійсні прогини і кути повороту перетинів, температуру, ресурс при заданому навантаженні або допустиме навантаження при заданих розмірах і т.д.

Перевірочний розрахунок є уточненими; його проводять, коли форма і розміри деталі визначені з проектувального розрахунку або прийняті конструктивно, розроблена технологія виготовлення (спосіб отримання заготовки, вид термообробки, якість поверхні і ін.)

Проектувальний і перевірочний розрахунки завжди супроводжують один одного й виконуються на стадії проектування деталей і машин.

Таблиця 1.2 - Порівняльна характеристика проектного і перевірочного розрахунків деталей на міцність

<i>Проектний розрахунок</i>	<i>Перевірочний розрахунок</i>
Задані: навантаження деталі; матеріал деталі	Задані: навантаження; матеріал; розміри деталі
Знайти: мінімальні розміри деталі, які задовольняють умову міцності	Перевірити: виконання умови міцності для існуючої деталі

2.2 Навантаження та напруження в деталях машин

2.2.1 Класифікація навантажень

У процесі роботи машин їх вузли і деталі сприймають і передають різні навантаження, тобто силові дії, які спричиняють зміну внутрішніх сил і деформації вузлів і деталей.

Навантаження можуть бути задані як зусилля [Н, кН], крутний момент [Н·м, кН·м] або потужність [Вт, кВт].

Навантаженість машин - один з головних чинників, що визначають їх надійність і енергетичну ефективність.

Спрощена класифікація навантажень може бути подана схемою на рис.1.2.

Навантаження поділяють на *поверхневі* і *об'ємні*.

Поверхневі навантаження зумовлені контактною взаємодією розглядуваного елемента з сусідніми елементами або прилеглим до нього середовищем (наприклад, пара, повітря, рідина).

Об'ємні навантаження пов'язані з розподілом маси деталі і виявляються у вигляді сил ваги чи сил інерції.

З теоретичної механіки відомо, що поверхневі навантаження бувають *зосередженими* або *розподіленими*.

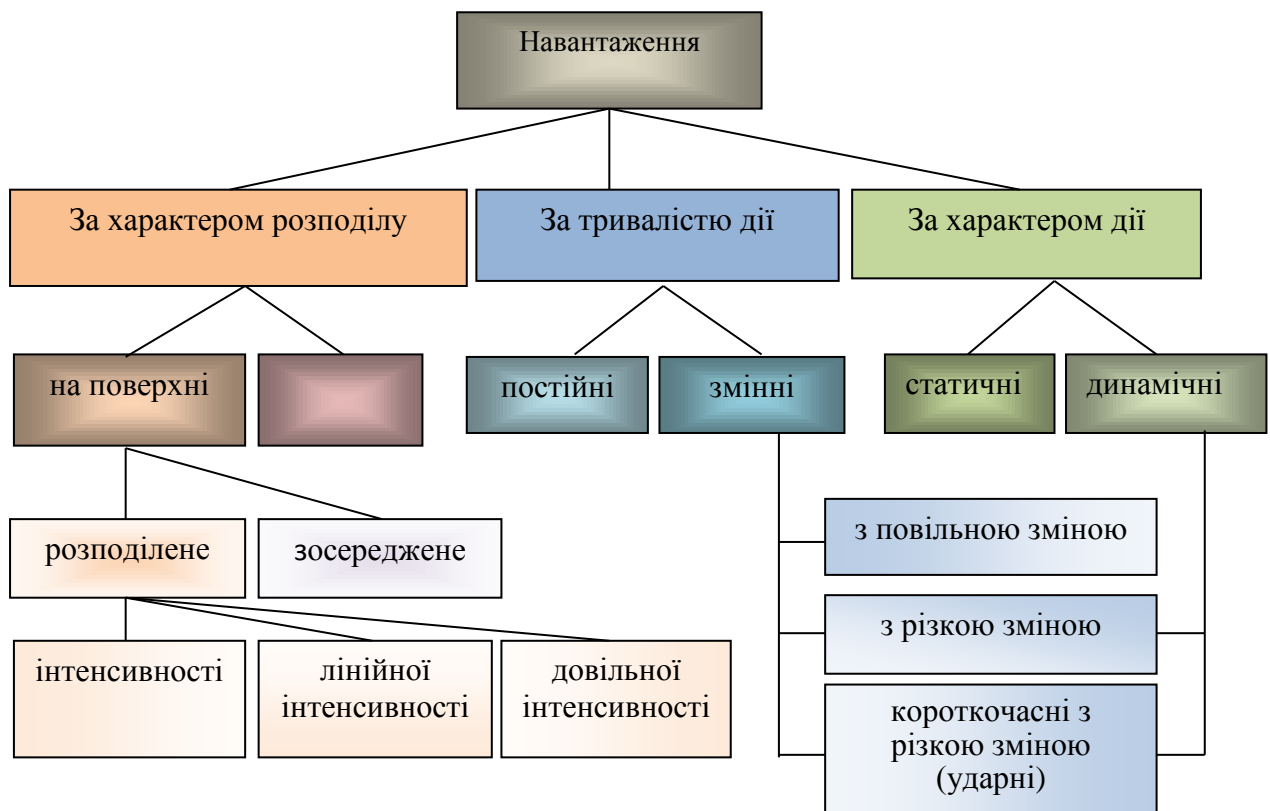


Рисунок 1.2 – Спрощена класифікація навантажень

Навантаження називають розподіленим на поверхні, якщо воно діє на ділянці поверхні, співрозмірній з габаритними розмірами деталі. Розподілені навантаження зустрічаються в пресових з'єднаннях, фрикційних передачах; зосереджене – в шарикопідшипниках.

За тривалістю дії навантаження на деталі машин і напруги в прийнято розрізняти *постійні* і *змінні навантаження*.

До постійних навантажень відносять навантаження робочого стану, що не змінюються протягом тривалого періоду часу.

Деталі, піддані постійним напруженням в чистому вигляді, в машинах не зустрічаються. Прикладом постійного навантаження може бути тиск вальниці ковзання та її власна вага на кронштейн.

Змінні напруження багатократно змінюються протягом часу. Вони можуть виникати і при сталому навантаженні (напруження валу підвернутого згину сталою силою, безперервно змінюється як за величиною, так і за напрямком внаслідок його обертання). Основні їх причини - не стаціонарність режиму навантаження, змінність робочого процесу, внутрішня і зовнішня динаміки. Змінне навантаження зазнають в основному деталі механізмів періодичної дії. Одним з таких механізмів є зубчаста передача, у якій зуби в зоні контакту суміжних пар зубчастих коліс зазнають змінне навантаження.

Проте окремі деталі працюють з мало змінюються напруженнями, які при розрахунку можна приймати за постійні.

За характером дії розрізняють *статичні* і *динамічні навантаження*. Статичні навантаження майже не змінюються протягом всього часу роботи конструкції (наприклад, тиск ферм на опори).

Динамічні навантаження діють нетривалий час. Їх виникнення пов'язано в більшості випадків з наявністю значних прискорень і сил інерції. Динамічні навантаження зазнають деталі машин ударної дії, таких, як преси, молоти і т. Д. Деталі кривошипно-шатунних механізмів також зазнають під час роботи значні динамічні навантаження від зміни величини і напрямків швидкостей, тобто наявності прискорень.

2.3 Облік змінного характеру робочих навантажень в розрахунках деталей машин

Причиною зміни напружень можуть бути як постійні, так і змінні зовнішні навантаження.

У зв'язку зі змінним характером робочих навантажень при розрахунках деталей машин вводять поняття *номінального, робочого, еквівалентного і розрахункового* навантаження.

Номінальне навантаження - навантаження, що відповідає найбільш характерному режиму експлуатації деталі (відповідно до обраного критерію працездатності), наприклад, найбільш тривале діюче навантаження.

Робоче навантаження - навантаження, що сприймається деталлю в процесі експлуатації машини. Для виконавчого органу зовнішнє навантаження і є робочим.

Еквівалентним називається таке постійне навантаження, яким можна замінити діюче змінне навантаження, вважаючи, що у відношенні відповідних

критеріїв надійності (наприклад, довговічності, міцності) вони еквівалентні. Еквівалентне навантаження визначається за формулою

$$F_{екв} = F_{ном} \cdot K_L, \quad (1.1)$$

де $F_{ном}$ - номінальне навантаження;

K_L - коефіцієнт довговічності, що залежить від графіка зміни робочого навантаження і від того, яке навантаження взят за номінальне.

Розрахункове навантаження - навантаження, що визначає розміри і форми деталі, відповідно розглянутого критерію міцності. Залежить не тільки від величини і характеру зміни робочого навантаження але й від особливостей його передачі вздовж силового ланцюга:

$$F_{роз} = F_{екв} \cdot K_D \cdot K_K \cdot K_U, \quad (1.2)$$

де K_D - коефіцієнт динамічності, враховує динамічність навантаження, пов'язане з нерівномірністю руху (пуском, гальмуванням, типом двигуна тощо);

K_K - коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по контактуючих поверхнях;

K_U - коефіцієнт, що враховує умови передачі навантаження (тертям, зачепленням і т.д.).

В попередніх спрощених розрахунках часто за розрахункове приймають номінальне навантаження.

2.3.1 Зміна напружень у часі

У більшості випадків інженерної практики змінні напруження, що діють на деталі машин, є періодичними функціями часу $\sigma = f(t)$, рис.1.3.

Сукупність усіх значень напружень за час одного періоду називають *циклом напружень*. Цикл напружень є характеристикою напруженого стану деталі.

Тривалість одного циклу навантаження називають *періодом* і позначають T .

Навантаження з одним максимумом і з одним мінімумом протягом одного періоду при сталості параметрів циклу називають *регулярним навантаженням*.

Характеристиками циклів напружень є:

- максимальне напруження циклу σ_{max} ,

- мінімальне напруження циклу - σ_{min}
- середнє напруження циклу - $\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2}$;
- амплітуда циклу - $\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2}$;
- період циклу - T ,
- коефіцієнт асиметрії - $R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}}$.

Цикли, що мають однакові коефіцієнти асиметрії циклу, називаються подібними.

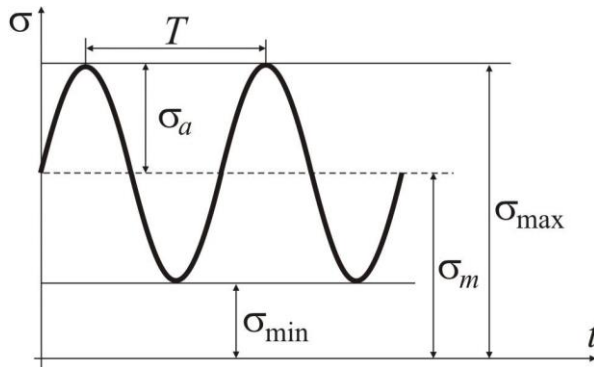
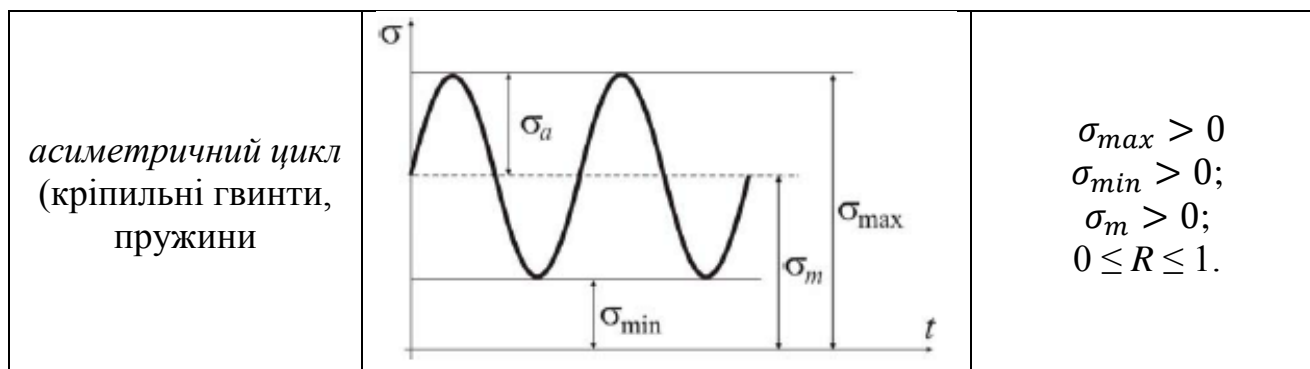


Рисунок 1.3 - Цикл напружень

Експериментально встановлено, що на опір втоми не впливає закон, за яким змінюються напруження у часі, а втома матеріалу залежить від максимальних σ_{max} та мінімальних σ_{min} напружень циклу.

Таблиця 1.3 - Найбільш поширені наступні основні цикли напружень

<p>симетричний цикл; (вали, осі, що обертаються)</p>		$\sigma_{max} = \sigma_{min} = \sigma_a;$ $R = -1$
<p>пульсаційний (віднульовий) цикл; (зуби зубчастих коліс)</p>		$\sigma_m = \sigma_a = \frac{\sigma_{max}}{2};$ $R = 0$



Найнебезпечнішим є симетричний цикл навантаження. Тому всі розрахунки деталей машин ведуться у припущенні саме симетричного циклу навантаження.

У разі дійсних змінних дотичних напружень залишаються в силі всі терміни і співвідношення, з заміною σ на τ .

2.3.2 Міцність при змінних напруженнях. Явище втоми

Для розрахунків на міцність потрібне знання механічних характеристик матеріалу.

Основні механічні характеристики матеріалів (*границя текучості* σ_T (τ_T) - для пластичних матеріалів і *границя міцності (тимчасовий опір)* σ_B (τ_B) - для крихких) визначають при постійних навантаженнях.

Руйнування деталей машин, які зазнають тривалий час змінні напруження (навантаження), може відбуватися при значно менших напруженнях, чим границя текучості або границя міцності.

Під дією змінних напружень виникають незворотні зміни фізико-механічних властивостей матеріалу - *втомні ушкодження* (утворення мікротріщин, їх розвиток і руйнування матеріалу). Руйнування матеріалу під дією знакозмінних напружень називається *втомою*. Властивість матеріалу протистояти втомі називається *витривалістю*.

Для оцінки міцності матеріалу при змінних напруженнях (*втомної міцності*) використовується механічна характеристика матеріалу – *границя витривалості (границя втоми) циклу* σ_R .

Найбільше за абсолютним значенням напруження циклу σ_{max} , при якому ще не відбувається втомне руйнування, називається *границею витривалості* і позначається символами σ_R і τ_R з вказівкою в індексі значення коефіцієнту асиметрії циклу, для якого ці величини визначалися. Так, σ_{-1} і τ_{-1} є границі витривалості при симетричному циклі, а σ_0 і τ_0 – при от нульовому циклі.

Відомо, що циклічні напруження високих рівнів руйнують деталі при малому числі циклів, а напруження низьких рівнів - деталі при високому числі циклів.

Границя витривалості σ_R визначається експериментально для кожного матеріалу та при різних видах деформування з використанням партії стандартних зразків плоскої або циліндричної форми $d = 7 \div 10$ мм на спеціальних випробувальних машинах. Задаючи зразкам різні значення напружень, визначають число циклів N , при якому відбулося їх руйнування. За отриманими даними будують криву втоми $\sigma_{max} - N$, яку в літературі називають ще й кривою Веллера (рис.1.4, а).

У більшості випадків після числа циклів навантаження більше 10^7 крива наближається до прямої, паралельної осі абсцис.

Кількість циклів N_0 повторно - змінних навантажень, перевищення якої не повинно призводити до руйнування від втоми випробуваного зразка при напруженні, що дорівнює σ_R , називають базою випробувань на опір втоми.

Для чорних металів (сталі, чавуну) приймають $N_0 = 10^7$ циклів, для кольорових металів умовною базою випробувань вважають $N_0 = (2 \div 10) \cdot 10^7$ циклів.

Число циклів напружень, що витримує деталь до втомного руйнування, називають циклічною довговічністю N_H .

Криві втоми описують степеневою функцією:

$$\sigma^m \cdot N = C, \quad (1.3)$$

де C – стала, що відповідає умовам проведення експерименту;

m - характеризує нахил кривої втоми. Рекомендовані значення показника степені m і число циклів N_0 кривої втоми наведені в таблиці 1.4.

Таблиця 1.4 - Рекомендовані значення кривої втоми

Види розрахунку або деталь, що розраховується	m	N_0
На згин, кручення, розтяг-стискання	9	10^7
Ланцюги втулково-роликові для бурових установок	4	$5 \cdot 10^6$
Вальниці кочення	3	10^6
На контактну міцність зубчастих коліс	3	10^7

Результати випробувань можна також представити у напівлогарифмічних координатах. В цих координатах крива втоми (для сталі) приймає вид двох прямих ліній, що дозволяє встановити закон зміни кривої, а разом і границю витривалості (рис.1.4,б). Крива втомленості у такому вигляді при розрахунках

на довговічність дає розподіл простору можливих циклів змін напружень на три зони.

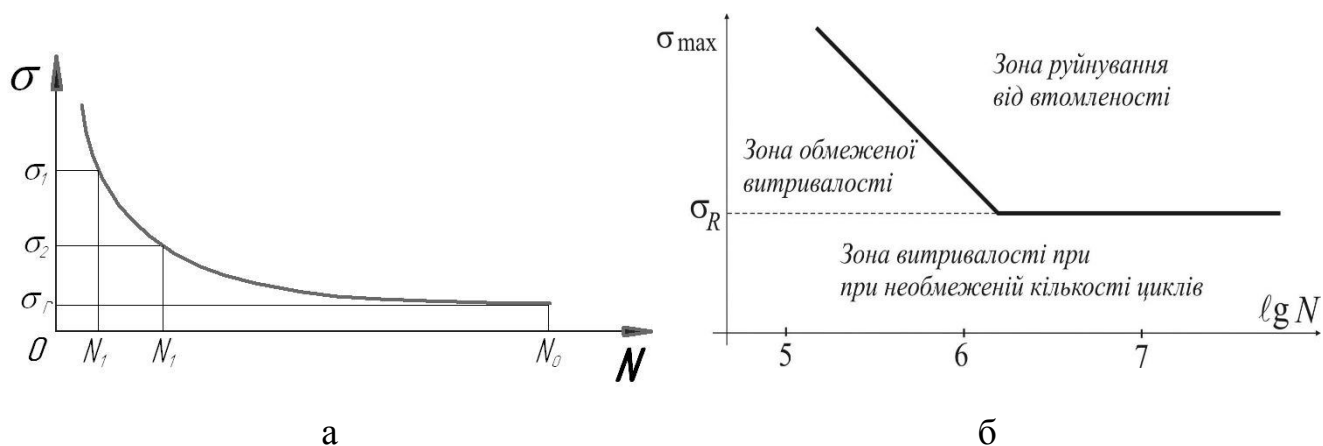


Рисунок 1.4 – Крива втоми:

а – в координатах σ_{max} - N ; б - у напівлогарифмічних координатах

Побудова будь-якої кривої втоми здійснюється для певного типу циклу з фіксованим коефіцієнтом асиметрії R . Чисельні значення границь витривалості залежать від типу деформації зразків (розтягання – стискання, кручення, згин, або складне навантаження). Так, результати досліджень показали, що границі витривалості одного й того ж матеріалу при розтягу і крученні менші границі витривалості при згині. Наприклад, при симетричному циклі напруження границя витривалості дорівнює $(0,7-0,8)\sigma_{-1}$, а при крученні $(0,4-0,7)\sigma_{-1}$, де σ_{-1} - границя витривалості при згині.

2.3.3 Вплив різних факторів на границю витривалості деталей машин

На витривалість елементів конструкцій, які перебувають в реальних умовах експлуатації, впливає ряд факторів, які при звичайному статичному розрахунку не відіграють істотної ролі. Дослідним шляхом встановлено, що на значення границі витривалості σ_R впливають розміри, форма і стан поверхонь деталей тощо. Вплив цих факторів в розрахунках враховують відповідними коефіцієнтами, що наводяться в машинобудівних довідниках.

Вплив розмірів деталі на границю витривалості враховують коефіцієнтом впливу абсолютних розмірів (масштабним фактором) поперечного перерізу K_d ($K_d < 1$). Зі збільшенням абсолютних розмірів деталі їх границя витривалості знижується, оскільки в більшій мірі проявляються неоднорідність механічних властивостей і внутрішні структурні дефекти металу (раковини, шлакові включення на границях зерен та ін.).

Вплив форми деталі на границю витривалості враховують коефіцієнтом концентрації напружень K_σ (K_τ). Концентрація напружень з'являється в зонах різких змін форми тіла або в зонах контакту деталей, збільшення навантажень при цьому може перевищувати середній рівень в 2,5 рази і більш.

Концентраторами напружень є виточки (рис.1.5,а), отвори (рис.1.5,б), галтелі (рис.1.5,в), шпонкові та шліцьові канавки, нарізки на поверхні та інше. Місцеві напруження швидко зменшуються в міру віддалення від концентратора, що їх викликає. Багаторазові зміни напружень в зоні концентратора напружень приводять до більш раннього утворення тріщини з наступним втомним руйнуванням.

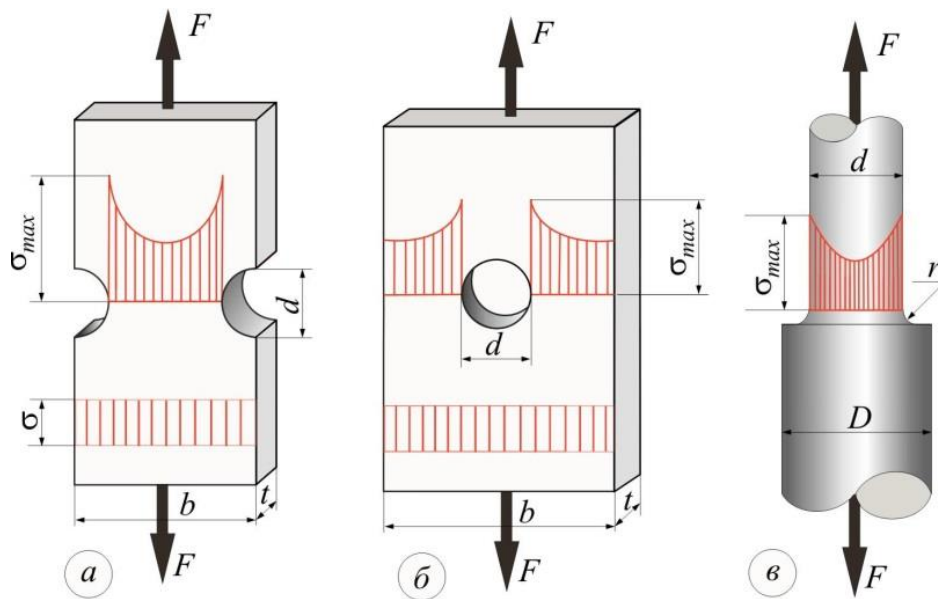


Рисунок 1.5 - Концентратори напружень

Експериментально встановлено, що границя витривалості деталі з концентратором напружень при збільшенні її розмірів знижується в більшому ступені, ніж у деталі таких самих розмірів, але без концентратора. Для пластичних матеріалів та крихких із значною внутрішньою неоднорідністю (чавун, деякі види кольорового литва) при постійних напруженнях коефіцієнти концентрації напружень K_σ і K_τ близькі до одиниці. Тільки для крихких матеріалів із однорідною структурою (загартована сталь) K_σ і K_τ можуть досягати значень 1,3–1,4.

Вплив стану поверхні деталі на границю витривалості враховують коефіцієнтом впливу якості обробки поверхні $K_F < 1$ (коефіцієнт шорсткості). Зі збільшенням шорсткості поверхні деталі границя витривалості знижується. При змінних напруженнях первинні втомні мікротріщини виникають зазвичай у поверхневому шарі. Цьому сприяє наявність слідів інструменту (різця,

шліфувального круга) після механічної обробки, що є концентраторами напружень.

Якісні показники поверхневого шару деталі залежать від чистоти механічної обробки, фізичного стану поверхневого шару, а також від його напруженого стану і залишкових напружень, які виникають в процесі виготовлення деталі. Фізичний стан поверхневого шару деталі формується під дією пружно-пластичної деформації і місцевого нагрівання, які виникають в зоні різання або шліфування. Він залежить також і від подальших теплових, механічних, хімічних та інших видів фінішних обробок.

З метою поліпшення характеристик опору втомленості матеріалу треба забезпечити у поверхневому шарі залишкові напруження стиску. Однак, в залежності від видів та режимів обробки, можна отримати у поверхневому шарі деталі залишкові напруження різних знаків, інтенсивності і глибини.

Механізм виникнення залишкових напружень є достатньо складним. Він пов'язаний з двома основними факторами: пластичною деформацією від тиску обробного інструмента на деталь та рівнем температури і її градієнтом в об'ємі деталі.

Для деталей із полірованою поверхнею $K_{zm} = 1$, а для деталей, що мають поверхні, оброблені різцем (точіння, фрезерування), $K_{zm} = 0,75 \dots 0,90$. Найменше значення коефіцієнт зміцнення має для деталей, які працюють в агресивному середовищі (наприклад, для деталей, які працюють у морській воді, $K_{zm} = 0,15 \dots 0,40$).

2.3.4 Визначення граничних напружень

На основі даних про вплив різних факторів на граничні напруження в деталях машин і з урахуванням вихідного значення однієї з нормативних механічних характеристик матеріалу можна записати формули для визначення граничних напружень σ_{lim} реальної деталі:

- для деталей з пластичних матеріалів, які працюють при постійних напруженнях

$$\sigma_{lim} = \frac{\sigma_T K_{dT}}{K_{S\sigma}}, \quad \tau_{lim} = \frac{\tau_T K_{dT}}{K_{S\tau}} \quad (1.4)$$

- для деталей з крихких матеріалів, які працюють при постійних напруженнях

$$\sigma_{lim} = \frac{\sigma_B K_{dB}}{K_{S\sigma}}, \quad \tau_{lim} = \frac{\tau_B K_{dB}}{K_{S\tau}} \quad (1.5)$$

- для деталей з будь-яких матеріалів, які працюють при циклічно змінних напруженнях

$$\sigma_{lim} = \frac{\sigma_R K_d K_{3M} K_L}{K_\sigma}, \quad \tau_{lim} = \frac{\tau_R K_d K_{3M} K_L}{K_\tau} \quad (1.6)$$

У записаних формулах:

$K_d \leq 1$ - коефіцієнт впливу абсолютних розмірів деталі;

$[K_{s\sigma} (K_{s\tau}); K_\sigma (K_\tau)] \geq 1$ ефективні коефіцієнти концентрації напружень при постійних і циклічно змінних діючих напруженнях;

$K_{3M} \leq 1$ - коефіцієнт, який враховує стан поверхні деталі або її поверхневе зміцнення;

$K_L \geq 1$ - коефіцієнт довговічності.

2.3.5 Розподіл навантаження в часі. Циклограма навантаження

У конструкціях деталі працюють в різних умовах, які в сукупності утворюють режими навантаження - закономірності зміни навантаження в конкретних умовах зовнішнього середовища.

Змінні робочі навантаження зазвичай задають у вигляді упорядкованих графіків. Щоб оцінити інтенсивність навантаження і зробити кількісне порівняння різних режимів, будують циклограму навантажень. Для цього розбивають весь строк служби h на окремі періоди - цикли Δh_i , протягом яких, вважають, що навантаження не змінюється. Підраховують скільки циклів n_i з'являється певне навантаження F_i протягом усього періоду експлуатації машини і будують циклограму навантажень. Ці діаграми характеризують відносну інтенсивність режимів.

Побудова циклограми для машин дуже складний і трудомісткий процес.

На основі аналізу циклограм навантажень різних машин визначені наступні типові режими (рис.1.6) і відповідні їм циклограми навантажень:

- П - постійний режим навантаження (навантаження змінюється у межах до 20% від номінального $F_{ном}$);
- В - важкий;
- СР - середній рівно ймовірний;
- СН - середній нормальний;
- Л - легкий.

Відповідність режиму навантаження тієї чи іншої машини одному з типових режимів встановлюють за подібністю форми графіків.

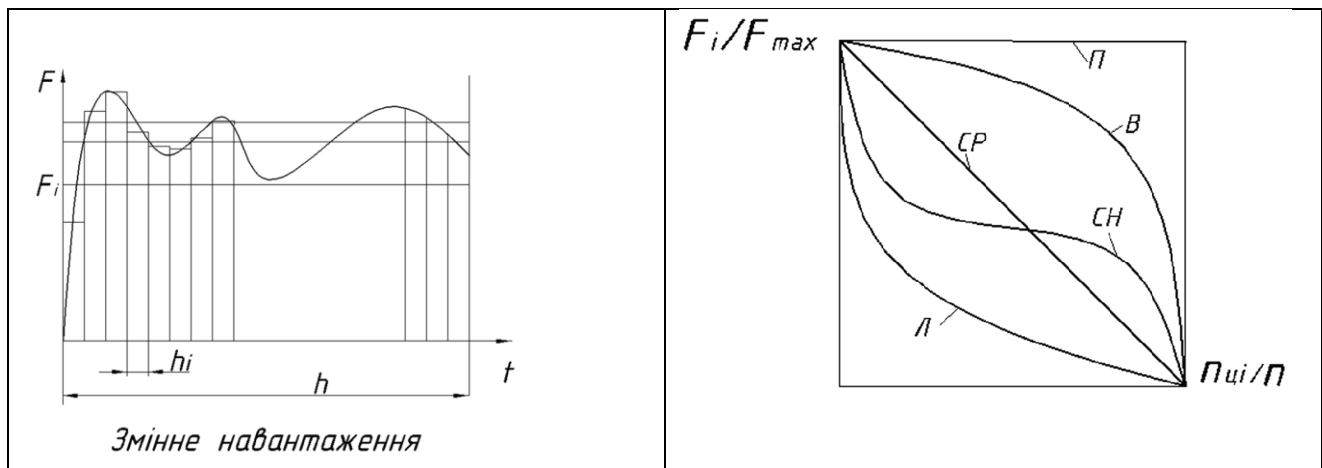


Рисунок 1.6 - Типові режими навантаження

2.4 Загальні принципи розрахунків деталей машин на міцність

В залежності від характеру і умов роботи деталей розрахунки на міцність ведуть за різними критеріями, частіше за все - за *напруженнями* або за *коефіцієнтами запасу міцності*. Причому перші—проектні, а другі—перевірочні.

2.4.1 Розрахунки деталей машин за напруженнями

Розповсюдженим методом оцінки міцності деталей машин є порівняння розрахункових напружень, які виникають у деталях при дії експлуатаційних навантажень, із допустимими напруженнями для призначеного матеріалу цих деталей.

Розрахункові напруження (σ , τ) знаходять залежно від виду деформації в небезпечному перерізі деталі за відповідними формулами. Умови міцності для простих видів деформації наведені у табл. 1.5.

Розрахунки на міцність за напруженнями потрібно починати з запису *умови міцності* для небезпечних перерізів (зон) деталі.

Математичне формулювання умови міцності будь-якої деталі має вигляд:

$$\sigma \leq [\sigma] \text{ або } \tau \leq [\tau], \quad (2.7)$$

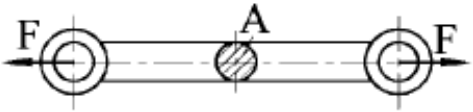
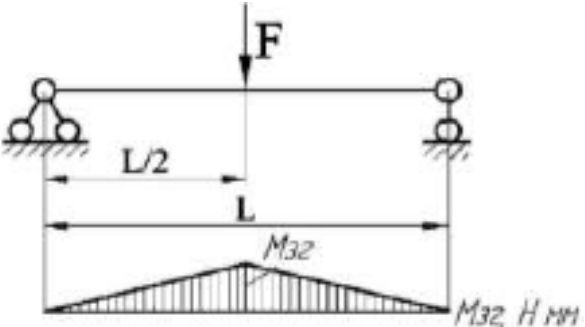
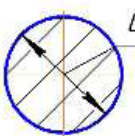
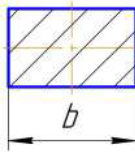
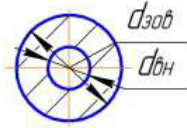
де σ , $[\sigma]$ – відповідно розрахункове і допустиме нормальні напруження;

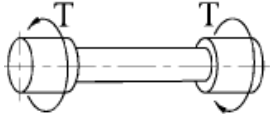
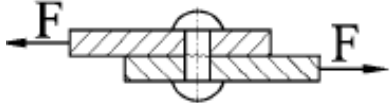
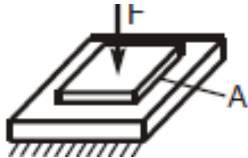
τ , $[\tau]$ – те саме, дотичні напруження.

Або, говорячи технічною мовою:

НАПРУЖЕННЯ В МАТЕРІАЛІ ДЕТАЛІ МАЮТЬ БУТИ МЕНШИМИ ЗА ДОПУСТИМИ

Таблиця 1.5 - Розрахункові напруження при простих видах деформацій

Вид деформації	Розрахункова схема	Внутрішній силовий фактор	Геометрична характеристика поперечного перерізу	Вид напруження	Умова міцності (розрахункова умова)
Розтяг (стиск)		поздовжня сила, F, H	площа, $A, мм^2$	нормальне, $\sigma_p (cm)$	$\sigma_p (cm) = \frac{F}{A} \leq [\sigma]_p (cm)$
Згин		момент згину у небезпечному перетині деталі $M_{зг}, Нмм$	осьовий момент спротиву перетину деталі згину, $W_0, мм^3$	нормальне, $\sigma_{зг}$	$\sigma_{зг} (cm) = \frac{M_{зг}}{W_0} \leq [\sigma]_{зг}$
			W_0 для різних форм перетинів:		
			 $W_0 = \frac{\pi d^3}{32}$		
			 $W_0 = \frac{bh^2}{6}$		
			 $W_0 = \frac{\pi d_{зов}^3}{32} \left(1 - \left(\frac{d_{вн}}{d_{зов}} \right)^4 \right)$		

Кручення		крутний момент, $T, Нмм$	полярний момент опору, $W_p = 2W_0, мм^3$	дотичне, $[τ]_{кр}$	$τ_{кр} = \frac{T}{W_p} ≤ [τ]_{кр}$
Зсув (зріз)		поперечна сила, $F, Н$	площа зрізу, $A, мм^2$	дотичне, $[τ]_{зр}$	$τ_{зр} = \frac{F}{A \cdot z \cdot i} ≤ [τ]_{зр},$ де z – кількість деталей, i – кількість перетинів зрізу
Зминання	розрахунок проводиться у тому випадку, коли розміри контакту дорівнюють розмірам контактуючих деталей 	радіальна сила, $F, Н$	площа зминання, $A, мм^2$	нормальне, $[σ]_{зм}$	$σ_{зм} = \frac{F}{A} ≤ [σ]_{зм}$

При статичному навантаженні:

- для пластичних матеріалів

$$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{S}; \quad [\tau] = \frac{\tau_T}{S}, \quad (1.8)$$

- для крихких матеріалів

$$[\sigma] = \frac{\sigma_B}{S}; \quad [\tau] = \frac{\tau_B}{S}, \quad (1.9)$$

де σ_T, τ_T - границі текучості;

σ_B, τ_B - границі міцності;

$S = S_1 S_2 S_3$ - коефіцієнти міцності;

$S_1 = 1,2 \dots 1,5$ - коефіцієнт, що враховує точність розрахункових схем,

S_2 - коефіцієнт, що враховує властивості і структуру матеріалу:

$S_2 = 1,2 \dots 1,5$ - для сталюого прокату, $S_2 = 1,5 \dots 2,5$ для чавуну;

$S_3 = 1 \dots 1,5$ - коефіцієнт безпеки.

При змінному навантаженні:

- для пластичних матеріалів

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{-1} \varepsilon_\sigma \beta}{K_\sigma S}; \quad [\tau] = \frac{\tau_{-1} \varepsilon_\tau \beta}{K_\tau S}; \quad (1.10)$$

- для крихких матеріалів

$$[\sigma] = \frac{\sigma_B \varepsilon_\sigma}{K_\sigma S}; \quad [\tau] = \frac{\tau_B \varepsilon_\tau}{K_\tau S}, \quad (1.11)$$

де σ_{-1}, τ_{-1} - границі витривалості при згині;

σ_B, τ_B - границі міцності;

$\varepsilon_\sigma, \varepsilon_\tau$ - масштабні фактори, що залежать від матеріалу і розмірів деталі;

K_σ, K_τ - коефіцієнти концентрації напружень;

$S = S_1 S_2 S_3$ - коефіцієнти запасу.

При одночасній дії в перетині деталі нормальних σ і τ дотичних напружень розрахунок ведуть за еквівалентним напруженням:

$$\sigma_{екв} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} . \quad (1.12)$$

У якості допустимих не можна призначати граничні напруження, при яких настає руйнування матеріалу.

2.4.2 Розрахунки деталей машин за коефіцієнтами запасу міцності

Розрахунки на міцність за коефіцієнтами запасу міцності також необхідно починати з запису умови міцності, але такого типу:

$$S \geq [S] , \quad (1.13)$$

де S - розрахунковий *коефіцієнт запасу міцності*, визначається для кожної деталі за відповідними формулами.

Ці розрахунки в явній формі враховують окремі фактори, які впливають на міцність: концентрацію напружень, розміри деталей, зміцнення – і тому є більш точними. Застосовуються в якості перевірочних розрахунків, коли деталь зазнає змінні напруження.

При одночасній дії нормальних σ і τ дотичних напружень запас опору втомі визначають по формулі:

$$S = \frac{S_\sigma S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} \geq [S] \approx 1,5 \dots 4, . \quad (1.14)$$

де S_σ - запас міцності по нормальним напруженням:

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{\text{lim}}}{\frac{K_\sigma}{\beta \varepsilon_\sigma} \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m} ; \quad (1.15)$$

S_τ - запас міцності по дотичним напруженням:

$$S_\tau = \frac{\tau_{\text{lim}}}{\frac{K_\tau}{\beta \varepsilon_\tau} \sigma_\tau + \psi_\tau \sigma_m} ; \quad (1.16)$$

σ_{lim} ; τ_{lim} - границі витривалості матеріалу;

σ_a ; τ_a - змінні складових циклів нормальних і дотичних напружень;

σ_m ; τ_m - постійні складових циклів нормальних і дотичних напружень;

K_σ ; K_τ - ефективні коефіцієнти концентрації напружень;

ε_σ ; ε_τ - масштабні фактори для нормальних і дотичних напружень;

β - коефіцієнт, який враховує вплив шорсткості поверхні;

ψ_σ ; ψ_τ - коефіцієнти чутливості матеріалу до асиметрії циклу напружень:

$$\psi_\sigma = \frac{2\sigma_{-1} - \sigma_0}{\sigma_0}; \quad \psi_\tau = \frac{2\tau_{-1} - \tau_0}{\tau_0}. \quad (1.17)$$

Допустимий коефіцієнт запасу міцності $[S]$, вибирається за рекомендаціями нормативних технічних документів, наприклад, для загальних деталей машинобудування $[S] \approx 2-3$, для ланцюгів і канатів $[S] \approx 40$.

Допустимий коефіцієнт запасу міцності має великий вплив на габаритні розміри, масу деталей і відповідно на вартість їх. Із зменшенням $[S]$ зменшується також маса виробів, але збільшується можливість виходу деталей із ладу. Тому вибір $[S]$ є дуже відповідальним моментом при розрахунках та проектуванні деталей машин.

Роботоздатність ряду деталей машин (зубчастих коліс, вольниць кочення і ін.) визначається контактною міцністю, тобто міцністю їх робочих поверхонь, контактуючих під навантаженням.

Такі руйнування, як зминання контактуючих поверхонь, їх викришування і зношування обумовлені дією контактних напружень (в місці контакту криволінійних поверхонь двох притиснутих один до одного тіл). Відмови близько 50% деталей (зубчасті, фрикційні і черв'ячні передачі, вальниці кочення) зумовлені дією контактних напружень.

Контактні напруження виникають у зоні контакту двох деталей у тому разі, коли контакт початково ненавантажених деталей здійснюється по лінії або в точці (стиск двох циліндрів із спільною твірною, циліндра і площини, двох сферичних поверхонь та ін.).

Якщо контактні напруження більші за допустимі, то на поверхнях деталей можуть виникнути вм'ятини, борозни або дрібні раковини. Подібні пошкодження спостерігають на робочих поверхнях зубців зубчастих коліс, на бігових доріжках кілець підшипників кочення, на колесах і рейках рейкових транспортних засобів та ін.

При розрахунках за контактними напруженнями значення $[S]$ беруть невеликими $[S] = 1,1 \dots 1,2$, оскільки можливі контактні пошкодження поверхні деталі мають місцевий характер і не загрожують раптовим виходом деталі з ладу.

Для інших критеріїв працездатності (жорсткості, вібростійкості, теплостійкості та ін.) розрахунки проводяться аналогічно.

Курс деталей машин вчить правильно вибирати для різних деталей той чи інший критерій працездатності і, отже, розрахунку. А завдяки якісним розрахункам попереджаються можливі відмови деталей.

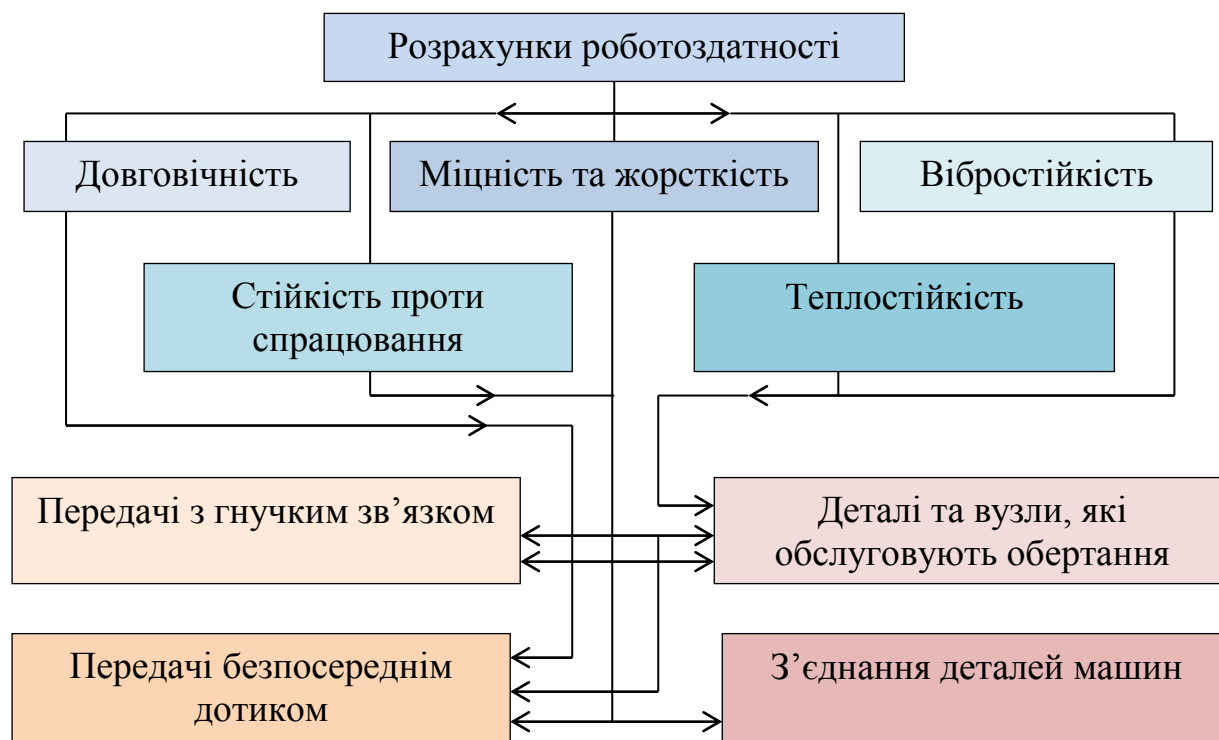


Рисунок 1.7 – Критерії роботозданості типових деталей машин

Структурно-логічні схеми розрахунків типових деталей і вузлів машин надані в додатку В.

2.5 Основні види та причини відмови деталей машин

- 1 Пластичні об'ємні і поверхневі деформації, що призводять до зміни форми та розмірів деталей. Ці деформації спостерігаються при перевантаженнях і в'язкому стані матеріалу.
- 2 Крихкі руйнування у вигляді поломок по перерізу або ушкоджень робочої поверхні. Спостерігаються при перевантаженнях і крихкому стані матеріалу.
- 3 Ушкодження втомного характеру у вигляді поломок або руйнування робочої поверхні після багатократного (циклічного) навантаження.
- 4 Недопустимі пружні деформації через недостатню жорсткість деталі.
- 5 Спрацювання тертьових поверхонь через недостатню зносостійкість деталі.
- 6 Перегрів деталей і вузлів через їх недостатню теплостійкість.

7 Резонансні коливання деталей через недостатню вібростійкість.

2.6 Основні напрямки підвищення міцності деталей машин

- 1 *Слід уникати дії напружень згину.* Конструювати так, щоб матеріал працював на стиск або розтяг.
- 2 *Вибирати раціональну форму виробу.* Для запобігання напружень згину посудини високого тиску виконують сферичними, а не призматичними.
- 3 *Оптимізувати форму з метою ліквідації концентраторів напружень.* Так, тільки за рахунок оптимізації форми міцність колінчастого вала по опору втомі вдалося підвищити у 3 рази.
- 4 *Створювати в деталях початкові напруження зворотного знака,* зокрема механічним або термічним поверхневим зміцненням.

2.7 Основні відомості про машинобудівні матеріали

2.7.1 Способи отримання заготовок для деталей

- лиття;
- обробка тиском (кування, штампування, прокатування);
- порошкова металургія.

2.7.2 Основні машинобудівні матеріали

Для виготовлення деталей машин використовують *металеві та неметалеві матеріали* (рис.1.8.). До металевих матеріалів належать чорні метали та їх сплави (сталі і чавуни); сплави кольорових металів (бронзи, латуні, бабіти); легкі сплави (алюмінієві та магнієві); біметали, які складаються з двох і більше шарів; композиційні металеві матеріали. До неметалевих матеріалів належать пластмаси (текстоліт, капрон та ін.), керамічні матеріали, гума, графіт, шкіра та ін..

Антифрикційні матеріали характеризуються низьким і сталим коефіцієнтом тертя ковзання, високою зносостійкістю, гарним пропрацюванням, малим спрацюванням спряженої деталі.

Фрикційні матеріали мають високий і сталий коефіцієнт тертя ковзання, високі зносо- і теплостійкість, гарне пропрацювання, мале спрацювання спряженої деталі під час роботи насухо або із мастилом.

Для виготовлення деталей машин використовують металеві та неметалеві матеріали. До металевих матеріалів належать чорні метали та їх сплави (сталі і чавуни); сплави кольорових металів (бронзи, латуні, бабіти); легкі сплави (алюмінієві та магнієві); біметали, які складаються з двох і більше шарів; композиційні металеві матеріали.

Композиційні металеві матеріали являють собою композиції з високоміцних волокон (бору, вуглецю, вольфраму, молібдену тощо) і основи з м'яких металів (алюмінію, міді, кобальту та ін.). Міцність таких матеріалів набагато (у 20–100 разів) перевищує міцність звичайних машинобудівних матеріалів.

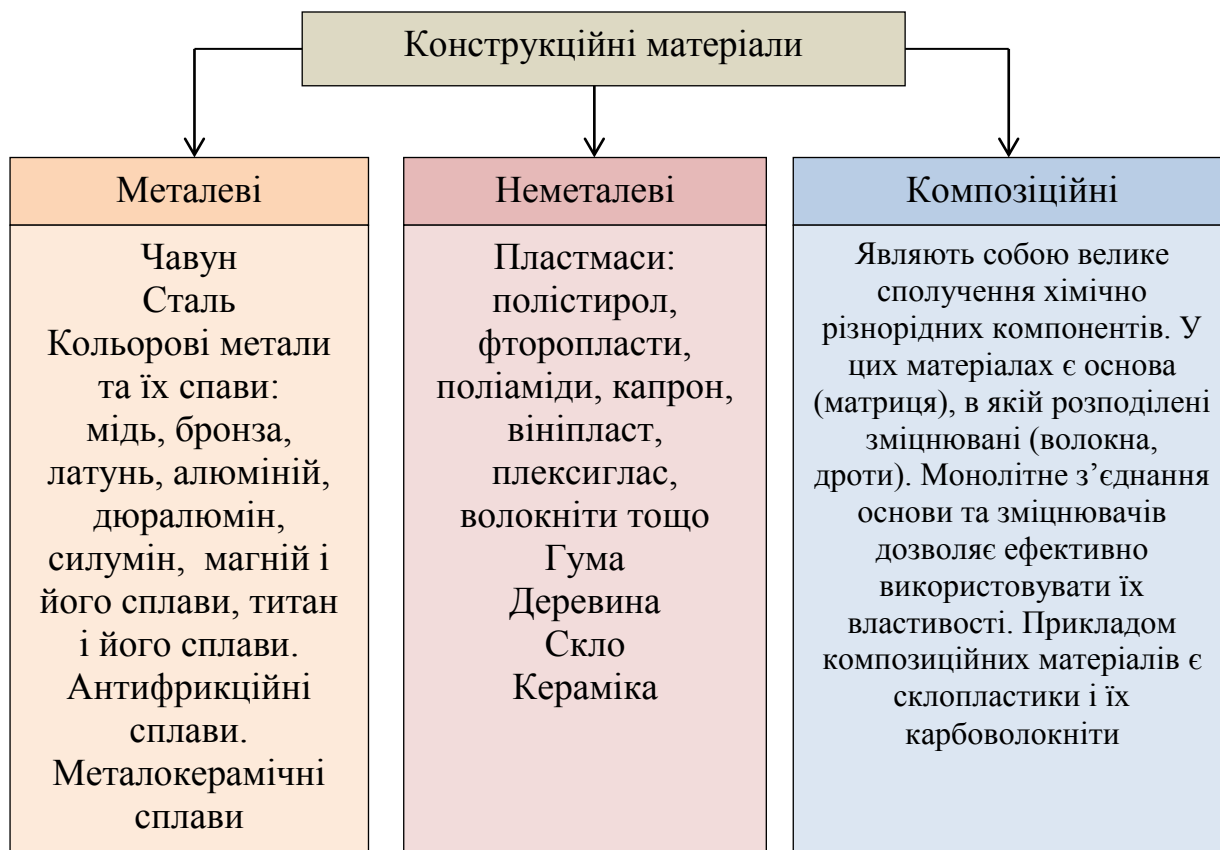


Рисунок 1.8 - Класифікація конструкційних матеріалів за походженням

2.7.3 Основні механічні характеристики матеріалів

Основні механічні характеристики машинобудівних матеріалів потрібні для виконання розрахунків роботоздатності деталей машин, а деякі з них використовують для призначення технології виготовлення деталей.

Механічні характеристики матеріалів визначають лабораторними випробуваннями зразків матеріалів і наводять у відповідній довідковій літературі.

До основних механічних характеристик матеріалів належать такі:

- *границя міцності* σ_b , МПа – напруження в зразку матеріалу при найбільшому розтягальному навантаженні, якому передують руйнування зразка;
- *границя текучості* (σ_t , МПа) – найбільше напруження, при якому зразок деформується без значного збільшення розтягального навантаження;

- *границя витривалості* (σ_R , МПа) – найбільше напруження, при якому зразок витримує без руйнування задану кількість циклів зміни напруження, що вибирають за базу випробувань;
- *відносне видовження* (δ , %) – відношення приросту розрахункової довжини зразка після розриву до його початкової розрахункової довжини;
- *модуль поєздовжньої пружності* (E , МПа), або зсуву G , МПа – відношення напруження до відповідної йому відносної деформації зразка в границях справедливості закону Гука;
- *коефіцієнт Пуассона* (ν) – відношення відносної поперечної деформації зразка до відносної його поєздовжньої деформації (за абсолютним значенням);
- *твердість* (HB – за Брінеллем; HRC – за Роквеллом; HV – за Віккерсом) – умовна величина, виміряна відповідними приладами (твердомірами), яка характеризує опір заглиблювання в поверхню матеріалу стандартного індентора (сталеві кульки, вершин алмазних конуса чи піраміди);
- *густина* (ρ).

Механічні характеристики та питомі показники деяких матеріалів наведені у таблиці додатку Б.

2.7.4 Вибір матеріалу для деталей машин

Вибір матеріалу – відповідальний етап, вірно вибраний матеріал визначає якість деталі та машини в цілому.

Машинобудівні матеріали повинні мати певний комплекс механічних і технологічних характеристик:

- високі та постійні міцність, жорсткість, зносостійкість;
- високі технологічні властивості (оброблюваність на верстатах, ливарні властивості, штампованість, зварюваність тощо);
- здатність до зміцнення;
- антифрикційні або фрикційні властивості;
- корозійну стійкість;
- демпферувальну здатність та інші.

Фактори, які впливають на вибір матеріалу:

- *експлуатаційні* – відповідність матеріалу головному критерію роботоздатності (міцності, зносостійкості тощо); вимоги щодо маси, габаритів виробу; призначення деталі та умови експлуатації;
- *технологічні* – відповідність технологічних властивостей матеріалу конструктивній формі та способу обробки;
- *економічні* – матеріал повинен бути вигідним з врахуванням усіх витрат ,

пов'язаних з вартістю матеріалу, затрат на виготовлення та експлуатацію машини.

Обґрунтований вибір матеріалу з врахування всіх факторів – складна технологічна задача, рис.1.9. Правильний вибір матеріалу можна зробити на основі зіставлення декількох варіантів. Наприклад, вали та осі, розміри яких визначаються міцністю і жорсткістю, потрібно виготовляти з матеріалу з високим модулем пружності. У вузлах, працездатність яких визначається зносостійкістю деталей, одна з них повинна мати вищу твердість робочої поверхні, а іншу потрібно виготовляти з антифрикційного матеріалу (в підшипниках і напрямних ковзання, в передачах черв'ячних, гвинт-гайка) або із фрикційного матеріалу (у фрикційних передачах, муфтах).



Рисунок 1.9 - Алгоритм вибору матеріалів для деталей в машинобудуванні

2.7.5 Деякі види обробки металів

З метою підвищення механічних та інших властивостей матеріалів, покращення їх робочих характеристик, до них застосовується:

- *термічна обробка* (процес, що складається з нагрівання і охолодження металу за певних температурних режимів) :
 - *відпал* – нагрівання і поступове охолодження поковок і відливків (для одержання необхідних механічних властивостей),
 - *нормалізація* – зменшуються внутрішні напруги (для вуглецевої сталі з метою підготовки структури матеріалу перед механічною обробкою),
 - *загартування* – нагрівання та охолодження за певного режим (підвищена міцністю і твердістю),
 - *поверхневе загартування* – нагрівання поверхневого шару до температури загартування, а потім швидке охолодження – призводить до підвищення твердості поверхні, границі витривалості та опору зношуванню при збереженні в'язкої серцевини (шийки колінчастих валів, розподільні вали, різні втулки, деталі зубчастих з'єднань, зубці великих зубчастих коліс);
 - *об'ємне загартування* – призводить до підвищення твердості по всьому об'єму (недоліки: короблення, зниження згинальної міцності, обмеження розмірів)
- *хіміко-термічна обробка*:
 - *цементация* – поверхневий шар на глибину 1...2 мм насичують вуглецем, потім піддають загартуванню і низькому відпусканню, призводить до збільшення границі витривалості, твердості поверхні (зубчасті колеса, черв'яки, деталі великих підшипників кочення та ін. з низьковуглецевої сталі);
 - *азотування* – поверхневий шар глибиною 0,3...0,6 мм насичується азотом після остаточної механічної обробки та загартування з високим відпусканням, призводить до стійкості проти зношування і корозії (зубці зубчастих коліс, циліндри роторів та ін. з легованих сталей);
 - *ціанування* – поверхня насичується одночасно вуглецем і азотом, після високотемпературного ціанування (800...950⁰С) деталі піддають загартуванню з низьким відпусканням, низькотемпературне ціанування (540...560⁰С), застосовують після термообробки, призводить до підвищення твердості, міцності проти втоми, стійкості проти зношування та корозії;
 - *дифузна металізація* – насичення поверхні хромом, титаном, бором та ін., підвищуються твердість, стійкість проти зношування, термостійкість, корозійна стійкість.
- *механічне зміцнення активних поверхонь* – створення на поверхні напружень стиску для підвищення твердості поверхні, втомної міцності:

- *дробострумина обробка* – пластичні деформації поверхневого шару деталі на глибину 0,15...0,30 мм за допомогою сталевого або чавунного дробу, який із силою ударає по поверхні,
- *накатуванням роликми або шариками* – обкатка роликми під тиском (вісі транспортного рухомого складу, колінчасті вали).

З метою підвищення міцності зі збереженням пластичності застосовують термомеханічну обробку: перед загартуванням проводять пластичну деформацію, внаслідок чого отримують дрібнозернисту структуру, зростає міцність.

Контрольні запитання до розділу 1

- 1 Які основні задачі дисципліни «Деталі машин»?
- 2 Вкажіть сучасні тенденції розвитку машинобудування.
- 3 Назвіть види виробів.
- 4 Назвіть стадії розробки конструкторської документації.
- 5 Які види навантажень діють в деталях машин?
- 6 Поясніть поняття номінального й розрахункового навантаження.
- 7 Охарактеризуйте основні причини виникнення постійних і змінних навантажень елементів машин.
- 8 Що називається втомним руйнуванням і які його причини?
- 9 Що слід розуміти під циклом змінних напружень?
- 10 Які основні цикли розрізняють для змінних навантажень?
- 11 Які параметри описують цикл зміни напружень?
- 12 Який з циклів найбільш несприятливий для роботи деталі?
- 13 Що називається границею міцності, границею текучості і границею витривалості матеріалу?
- 14 Що таке крива втоми? Що вона визначає?
- 15 Які фактори впливають на значення границі витривалості?
- 16 Яким чином враховують в розрахунках фактори, які впливають на значення границі витривалості?
- 17 Що таке концентрація напружень і що її викликає?
- 18 Які бувають концентратори напружень і як вони впливають на витривалість деталі?
- 19 Як впливає стан поверхні деталі на границю витривалості?
- 20 Чим зумовлені контактні деформації з'єднаних деталей, що впливають на жорсткість з'єднання?
- 21 Назвіть критерії робото здатності деталей машин та їх значення.
- 21 У чому полягає загальна умова міцності деталей машин ?
- 22 У чому різниця між проектувальним і перевіряльним розрахунками ?
- 23 Які два основних типів розрахунку на міцність існують? В яких випадках застосовується кожний з них?
- 24 Як визначають загальний розрахунковий коефіцієнт запасу міцності при Змінних навантаженнях?

- 25 Назвіть основні види та причини відмови деталей машин.
- 26 Назвіть основні напрямки підвищення міцності деталей машин.
- 27 Назвіть основні вимоги до матеріалів деталей машин.
- 28 Які машинобудівні матеріали є основними?
- 29 На які основні види поділяються сталі і чавуни і для яких деталей машин вони застосовуються?
- 30 Які види сплавів кольорових металів застосовують в машинобудуванні і для яких деталей машин вони призначені?
- 31 Які розрізняють види термічної і хіміко-термічної обробки металів і сплавів?
- 32 Якими способами досягається механічне зміцнення металевих деталей машин?

З'ЄДНАННЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Деталі, що складають конструкцію технічного засобу, пов'язуються між собою відповідними способами, які отримали назву *зв'язки*. Вони поділяються на *рухомі* і *нерухомі*. Наявність рухомих зв'язків у механізмах і машинах (кінематичні пари – наприклад, різні шарніри, зубчасте зачеплення) обумовлена їх кінематичними схемами. Формування нерухомих зв'язків визначається необхідністю розділення загальної конструкції технічного засобу на вузли і деталі для спрощення виробництва, полегшення складання, ремонту та транспортування. Нерухомі зв'язки мають назву *з'єднання*.

Традиційна класифікація з'єднань деталей машин побудована насамперед виходячи з умови технологічності та вимог експлуатації. Всі види з'єднань можна розділити на *роз'ємні* (які можуть розбиратися без руйнування деталей, що їх складають) і *нероз'ємні* (які не можуть розбиратися без руйнування деталей, що з'єднуються, або їх поверхонь), рис.4.1.

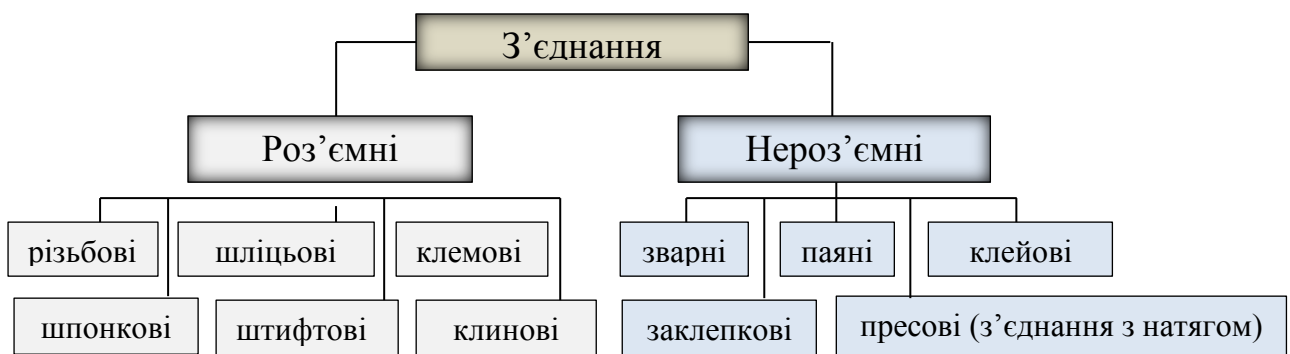


Рисунок 2.1 – Класифікація з'єднань

Нероз'ємні з'єднання забезпечуються силами молекулярного зчеплення (зварні, паяні і клеєві), механічними засобами (заклепкові, з натягом) або силами тертя.

З'єднання є важливими елементами машинобудівних конструкцій. Досвід експлуатації технічних засобів виявив, що велика кількість відмов у їх роботі пов'язана з незадовільною якістю з'єднань. Тому основним критерієм працездатності з'єднань (а також відповідних розрахунків) є міцність.

За способом складання з'єднання поділяють на *напружені* та *ненапружені*. У напружених з'єднаннях (гвинтових, пресових, зварних та інших) виникають напруження після складання до прикладання навантаження.

Вибір конкретного типу з'єднання визначається будовою і призначенням конструкції, технологічними або економічними вимогами.

Вимоги до з'єднань: міцність і рівномірність деталей з'єднання; жорсткість (для багатьох з'єднань - контактна жорсткість); герметичність; точність (наприклад, центрування - збігання осей вала і отвору в маточині); корозійна стійкість; технологічність і економічність.

Тема 3

РОЗ'ЄМНІ З'ЄДНАННЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Основні види роз'ємних з'єднань наведені на рис.2.2.

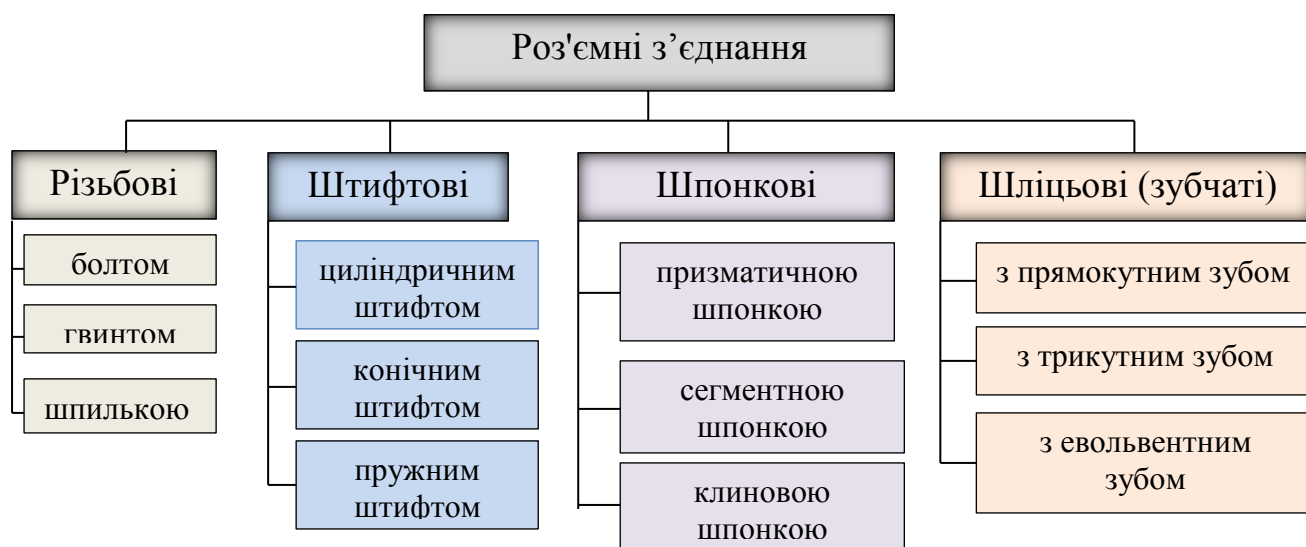


Рисунок 2.2 – Основні види роз'ємних з'єднань

3.1 Різьбові з'єднання

3.1.1 Загальна характеристика

Різьбові з'єднання є одними з найбільш поширених роз'ємних з'єднань, які здійснюються за допомогою деталей, що мають зовнішню (болти, гвинти, шпильки та ін.) і внутрішню (гайки, різьбові отвори в корпусних деталях) різьбу та інших стопорних пристроїв.

Основні види різьбових з'єднань (рис.3.3) – болтове (а), гвинтове (б), шпилькове (в). Перевага болтового з'єднання: при ньому не потрібно нарізати різьбу в деталях, що з'єднуються. Це особливо важливо в тих випадках, коли матеріал деталі не може забезпечити достатню міцність різі.

Гвинти і шпильки застосовують у тих випадках, коли постановка болта неможлива або нераціональна. Наприклад, немає місця для розміщення гайки (голівки), немає доступу до гайки (голівці), при великій товщині деталі необхідні глибоке свердління і довгий болт і т. п.



а

б

в

Рисунок 2.3 - Основні види різьбових з'єднань

Гайкою називається деталь, яка має отвір з різьбленням для нагвинчування на болт або шпильку.

За висотою гайка буває *низька, нормальна, висока і особливо висока*.

Залежно від точності виготовлення шестигранні гайки бувають *нормальної і підвищеної точності*.

Види гайок за конструкцією елемента для прикладення крутного моменту надані на рис 3.4.

						
шести- гранна	корон- часта	ковпач- кова	гайка-баранець	квадратна	кругла з шліцями	з фланцем

Рисунок 2.4 - Основні конструкції гайок

З метою збільшення опорної площі, зменшення ушкоджень поверхні деталі, а також запобігання самовідгвинчування кріпильної деталі під гайку чи головку болта (гвинта) підкладається деталь, що називається *шайбою*. Різні види шайб регламентуються ГОСТ і бувають: круглі, похилі, корончасті, пружинні (гровер), стопорні, швидкоз'ємні, ущільнювальні, хвилясті, сферичні, конічні та ін.

Запобігання самовідгвинчуванню різьбових деталей є важливим заходом у підвищенні надійності з'єднань деталей. Найбільша вірогідність самовідгвинчування різьбових з'єднань у механізмів і машин, що працюють при вібраціях і поштовхах.

						
плоська (ГОСТ 11371-78)	пружня (ГОСТ 6402-70)	збільшена (ГОСТ 6958-78)	хвиляста	стопорна з зовнішніми зубцями	стопорна з внутрішніми зубцями	конусна

Рисунок 2.5 - Основні конструкції шайб


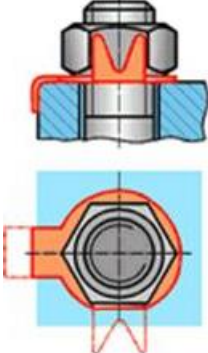
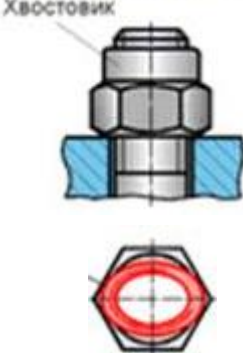
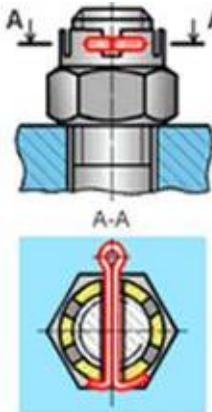
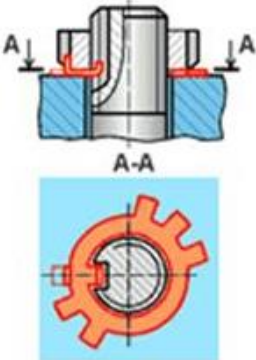
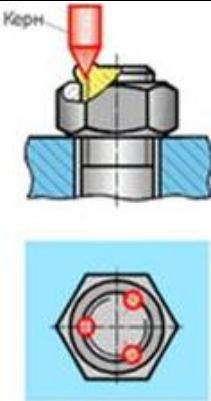
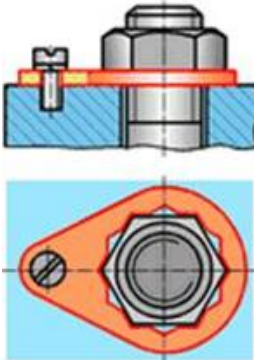
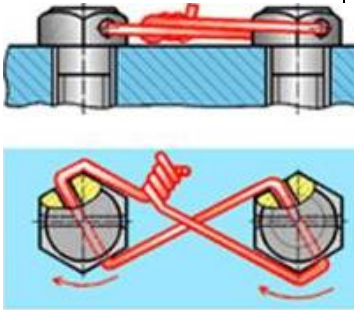
			
контргайкою	стопорною шайбою з лапкою	овальним обтисканням циліндричного хвостовика гайки	шплінтом
			
шайбою багатолапчатою	кернення різьби	накладкою, яка одягається поверх гайки	обв'язкою дротом

Рисунок 2.6 - Деякі способи стопоріння різь

Існує багато способів стопоріння а різьбових з'єднань (рис.2.6), які можна розділити на *жорсткі* (стопоріння деталей жорстким зв'язком – стопором; самовідгвинчування стопоримої деталі неможливо без руйнування або деформації стопора) і *фрикційні* (робота яких базується на створенні

додаткових сил тертя між деталями). Опис цих способів наводиться в довідниках і спеціальній літературі.

ОСТ 1 39502-77 «Стопоріння болтів, гвинтів, шпильок, штифтів і гайок» встановлює такі типи стопоріння болтів, гвинтів, шпильок, і гайок в різбових з'єднаннях та штифтів: стопоріння стопорними шайбами; стопоріння шплінтами; стопоріння деформацією металу; стопоріння дротом.

Якщо при експлуатації деталей часто знімають і потім знову ставлять на місце, то її варто закріплювати болтами або шпильками, тому що гвинти при багаторазовому загвинчуванні можуть пошкодити різьбу в деталі.

Ушкодження різьби більш ймовірно при маломіцних крихких матеріалах, наприклад з чавуна, дюралюмінію і т.п.

Переваги різбових з'єднань: висока надійність, зручність складання та розбирання, можливість утворення великих осьових навантажень, відносно невелика вартість, що обумовлюється стандартизацією та масовим виробництвом кріпильних різбових деталей.

Недоліки різбових з'єднань: концентратори напружень у западинах різьби, що знижує втомну міцність різбового з'єднання; порівняно низька витривалість різбових деталей при змінних навантаженнях; необхідність застосування в багатьох випадках засобів стопоріння (для запобігання самозгвинчування з'єднання).

Основним з'єднувальним елементом в різбовому з'єднанні є різь.

Різь – це поверхня, утворена при гвинтовому русі плоского контуру по конічній чи циліндричній поверхні. При цьому утворюється гвинтовий виступ відповідного профілю, обмеженого гвинтовими та циліндричними (чи конічними) поверхнями (рис.2.7, а). Усі геометричні параметри різьб і допуски на їх розміри регламентуються відповідними стандартами.

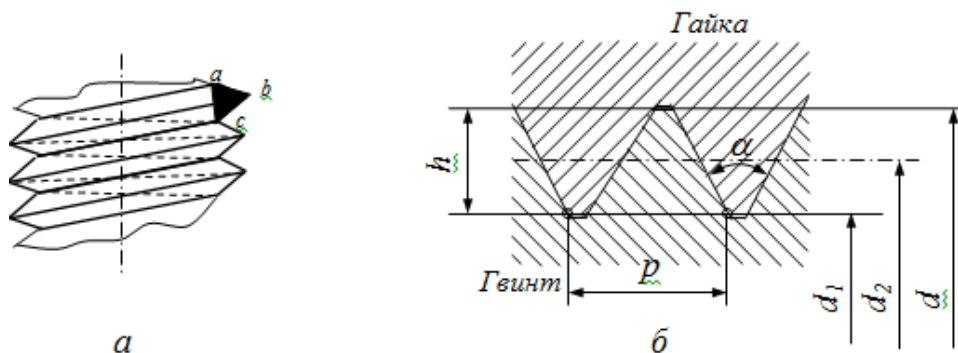


Рисунок 2.7 – Вигляд і основні параметри різі

До основних геометричних параметрів різі (рис.2.7,б), які використовують при розрахунках належать d – зовнішній діаметр; d_1 –

внутрішній діаметр; d_2 – середній діаметр; h – робоча висота профілю; p – крок різьби; p_1 – хід різьби ($p_1 = pn$, де n – число заходів); α – кут профілю.

За ступенем нормалізації параметрів різьби поділяють на: стандартні (метрична, трубна (циліндрична і конічна), дюймова конічна, трапецеїдальна та упорна}, спеціальні і нестандартні. Найбільш поширені стандартні різьби.

Класифікація різі надана на рис.2.8

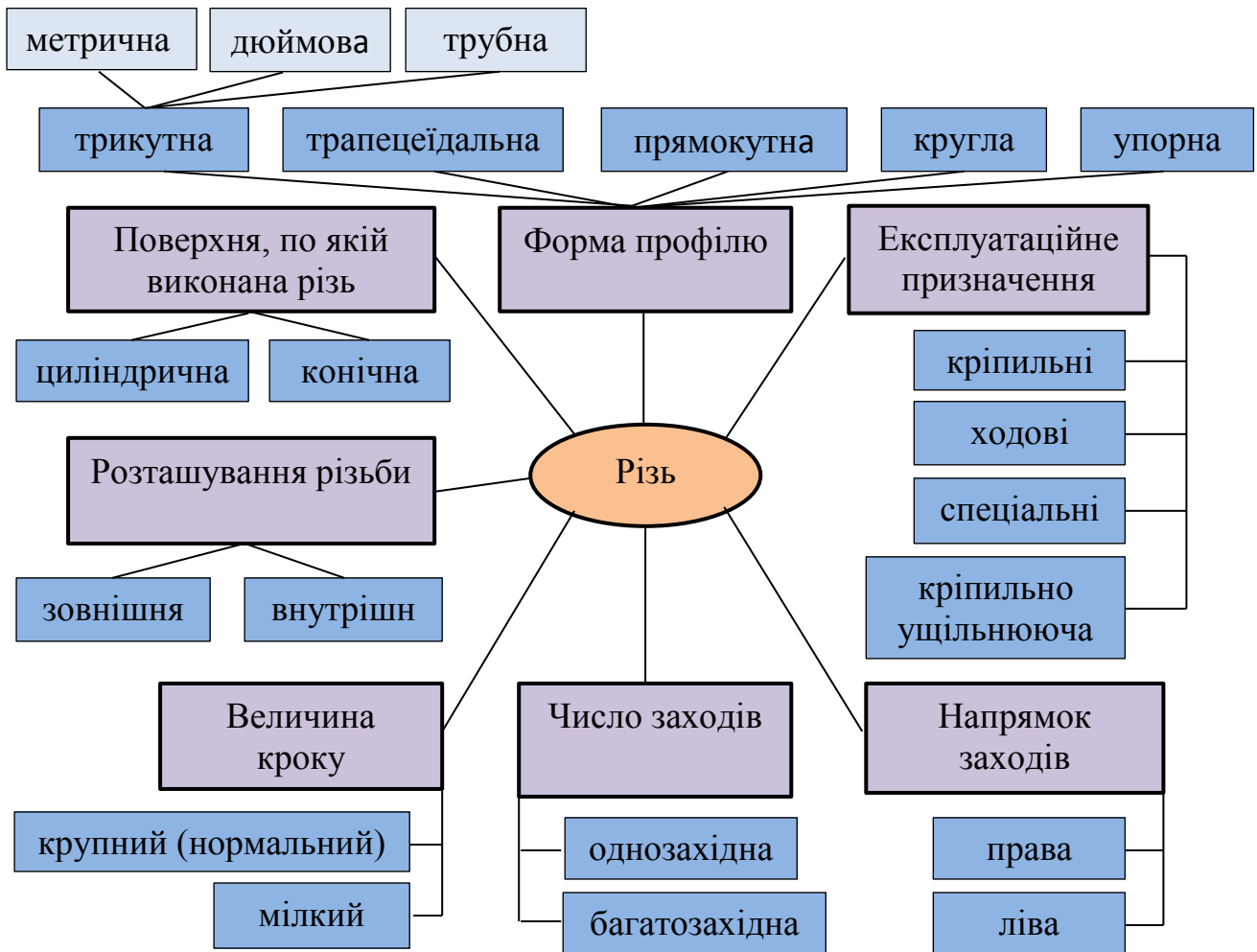


Рисунок 2.8 - Класифікація і основні характеристики різі

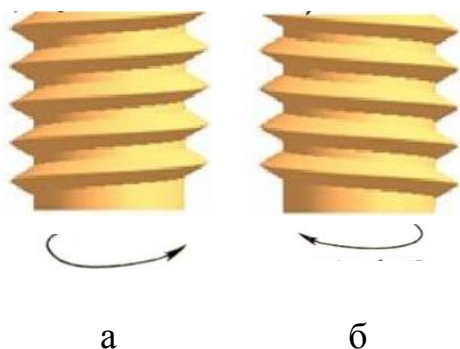


Рисунок 2.9 - Права (а) і ліва (б) різьби

За напрямом гвинтової лінії різьба може бути *правою* або *лівою*. У

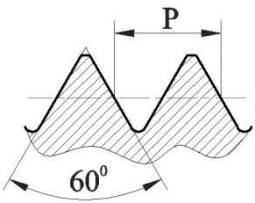
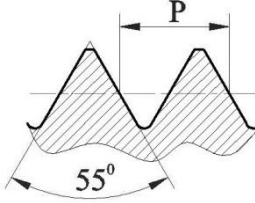
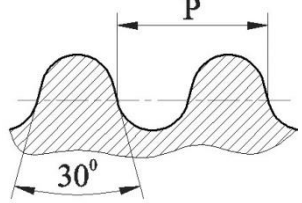
правої різьби гвинтова лінія йде зліва направо і вверх (рис.2.9, а), у лівої – справа наліво і вверх (рис.2.9,б). Поширеніша права різьба, ліва використовується тільки в спеціальних випадках, наприклад, коли напрям обертання деталі співпадає з напрямом відгвинчування.

Залежно від числа заходів різьби поділяють на *однозахідні* і *багатозахідні* (не більше трьох). У багатозахідних різьб по гвинтових лініях переміщуються два або три поряд розміщені профілі. Число заходів можна визначити з торця гвинта за кількістю збігаючих витків. Найбільш поширена однозахідна різьба. Кріпильні різьби, як правило, однозахідні. Багатозахідні різьби частіше використовують у гвинтових механізмах.

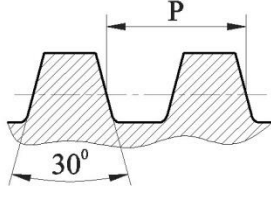
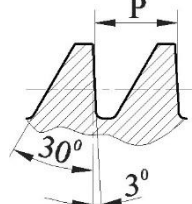
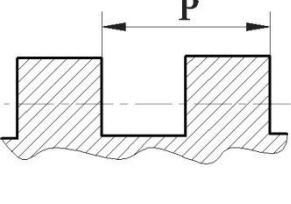
В різьбових з'єднаннях використовують різні типи різей, в залежності від вимог, що пред'являються до з'єднання, і задач, які вони виконують. За профілем (контуром) розрізняють *трикутні*, *прямокутні*, *трапецеїдальні*, *круглі* та інші різьби.

За призначенням розрізняють *різьби кріпильні* і *різьби ходові* (для гвинтових механізмів).

До *кріпильних різьб* належать:

<i>метрична</i> з трикутним профілем ($\alpha=60^\circ$) – основна кріпильна різьба (ГОСТ 9150-81)	<i>трубна</i> ($\alpha=55^\circ$) – із округленими вершинами і западинами (ГОСТ 6367-81)	<i>кругла</i> (ГОСТ 9484-81)
		

До *ходових різьб* належать:

<i>трапецеїдальна симетрична</i> (ГОСТ 9484-81)	<i>упорна</i> (ГОСТ 10177-82)	<i>прямокутна</i>
		

Метричну різь, що забезпечує найбільше тертя, доцільніше використовувати як кріпильну, а трапецеїдальну та упорну різі – для ходових

гвинтів, причому першу – при реверсивних руках під навантаженням, а другу – у разі дії одностороннього навантаження, наприклад, у домкратах. Оскільки метрична різь може бути нарізана з дрібнішим кроком, ніж інші, її використовують для того, щоб забезпечити точні переміщення, наприклад, у мікрометрі.

Прямокутна різь забезпечує найменший опір руху, і отже, найбільший ККД.

Кругла різь доцільна при динамічних навантаженнях (відбійні молотки), для часто загвинчуваних та відгвинчуваних у забруднених середовищах деталей (пожежна арматура), на тонкостінних деталях (цоколі лампочок).

Трубна різь – це дюймова різь з малим кроком, використовується для з'єднань труб і арматури трубопроводів.

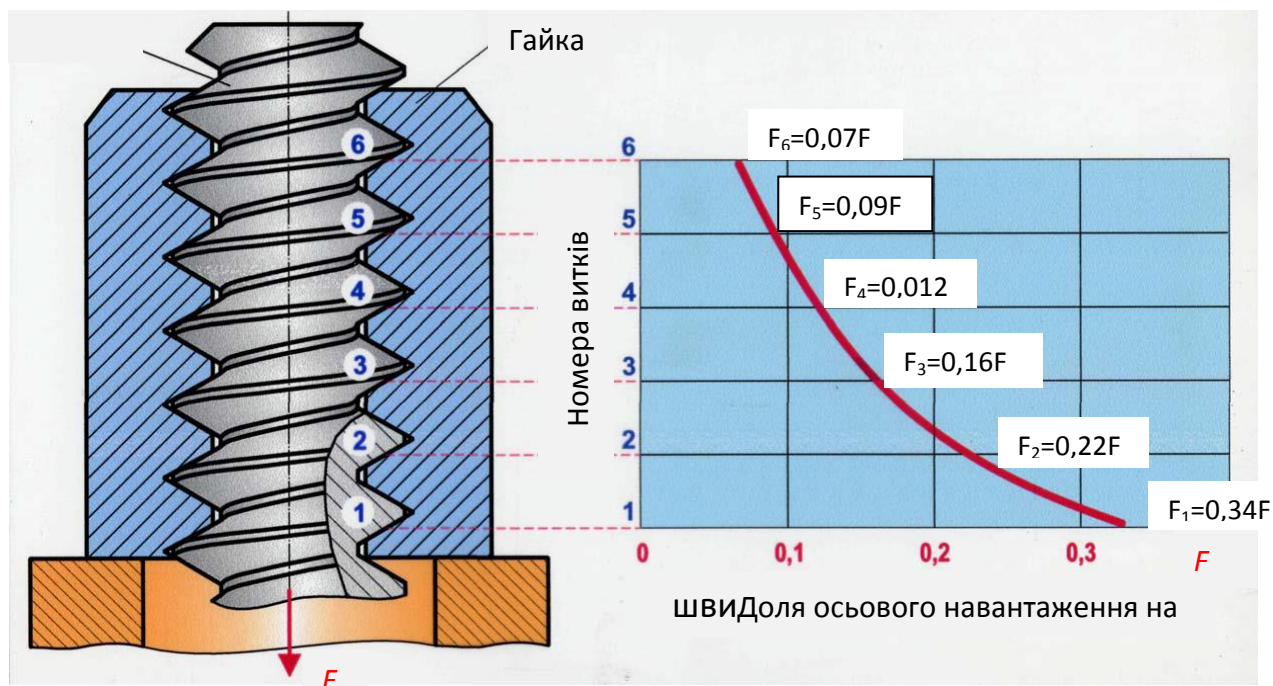
Численними стандартами передбачені різні геометричні форми і розміри болтів, гвинтів, шпильок, гайок і шайб.

3.1.2 Розподіл осьового навантаження між витками різі

Осьове навантаження F гвинта в гвинтовій парі передається через різьбу на гайку. У 1902 р Н.Є. Жуковський дав теоретичне рішення задачі про розподіл осьового навантаження серед витків різьбового з'єднання (рис.2.10, а). Графік розподілу навантаження по виткам для стандартної шестивиткової гайки (стандартна гайка має шість витків) свідчить про значне перевантаження нижніх витків і недоцільності збільшення числа витків гайки, так як останні витки мало навантажені. Найбільше навантаження припадає на виток у опорної поверхні гайки, найменша - на останній виток, розташований вгорі гайки . Перший (нижній) виток гайки сприймає 34% від всього навантаження з'єднання, другий виток навантажений приблизно на 22%, третій - на 16%. Шостий (верхній) виток навантажений тільки на 0,9%. Такий розподіл навантаження пізніше було підтверджено експериментально. Це говорить про те, що немає необхідності приймати надмірну висоту гайки. При розрахунках нерівномірність розвантаження враховують емпіричним (дослідним) коефіцієнтом K_m , що дорівнює 0,87 для трикутної, 0,5 – для прямокутної і 0,65 для трапецеїдального різьблення.

У кріпильних різьбах, зазвичай, використовують 6 витків. У ходових різьбах найбільш навантажені витки швидко зношуються. Тому в ходових різьбах використовують до 12 витків.

Нерівномірність розподілу сил по виткам гайки пояснюється напружено-деформованим станом з'єднання: гвинт розтягується, а гайка стискається, тобто витки розтягнутої частини гвинта спряжені з найбільш стислими витками.



а б
Рисунок 2.10 - Схема і графік розподілу осевої сили по виткам різі

Теоретичні та експериментальні дослідження дозволили розробити конструкції спеціальних гайок, які підвищують рівномірність розподілу осевої сили F по виткам різби (рис.2.11). У висячої гайки (рис.2.11,а) вирівнювання навантаження в різбі можливою завдяки тому, що гвинт і гайка одночасно розтягуються. Різновид висячої гайки - гайка з кільцевою виточкою (рис.2.11,б). У гайки (рис.2.11,в) зрізані вершини нижніх витків різби під кутом $15^0...20^0$, що збільшує піддатливість нижніх витків гвинта. Збільшення податливості витків знижує навантаження цих витків.

Досвідом встановлено, що застосування спеціальних гайок дозволяє підвищити динамічну міцність різбових з'єднань на 20...30%.

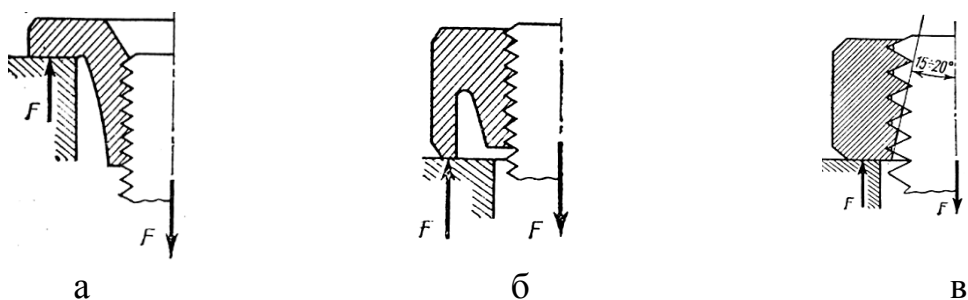


Рисунок 2.11 – Конструкція гайок, які вирівнюють розподіл навантаження в різбі: а - висяча, б – з кільцевою виточкою, в – зі зрізаними вершинами нижніх витків

3.1.3 Розрахунок різьбових з'єднань

В залежності від характеру навантаження і способу збірки різьбові з'єднання поділяють на з'єднання *без попереднього затягування* і *з попереднім затягуванням*.

Практика показує, що основними причинами руйнування різьбових з'єднань є:

- втомне руйнування у вигляді обриву стрижня гвинта (більше 65% випадків).
- зріз різьблення (близько 25% випадків).
- зминання різьблення (близько 10% випадків).

При цьому основною причиною руйнувань є концентрація напружень в витках різьблення.

Основні види руйнування різьби: *зріз витків* і *знос витків*. У відповідності з цим *основними критеріями працездатності* і розрахунку для різей є *міцність*, пов'язана з напруженнями зрізання τ і *зносостійкість*, пов'язана з напруженнями зминання $\sigma_{зм}$.

Міцність є основним критерієм працездатності різьбових з'єднань. Під дією осьової сили (сили затягування) в стрижні гвинта виникають напруження розтягу, в тілі гайки – стиснення, в витках різі – зминання, зрізування. Частіше за всього виникає руйнування гвинта по першому або второчу витку, рахуючи від опорного торця гайки; інколи – в області збігу різі в підголовочному перетині; для мілких різьб можливе зрізування витків, рис.2.12.

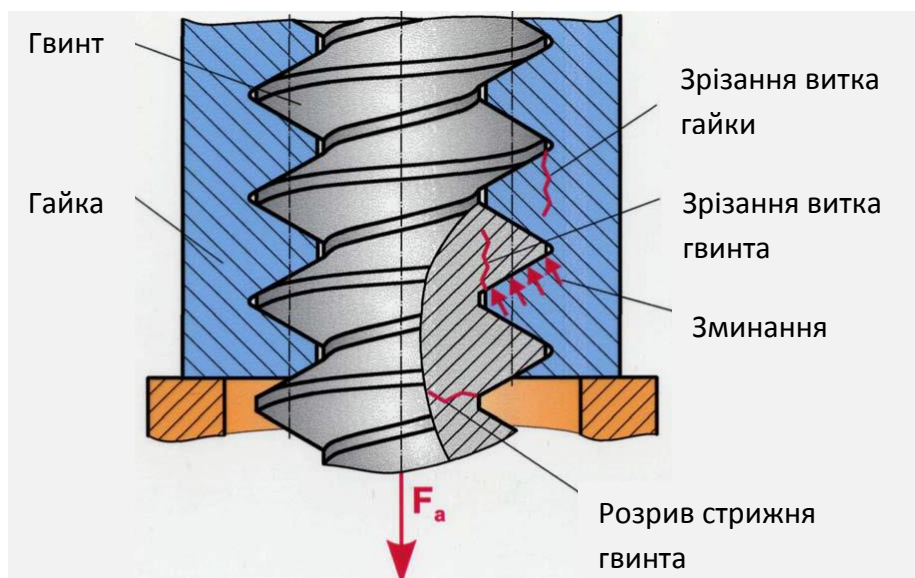


Рисунок 2.12 - Характер напружень, які виникають в різьбовому з'єднанні під час роботи

При розрахунку різьбових з'єднань визначають діаметр стрижня болта або гвинта з умови міцності на розрив, а різь перевіряють на зріз і зминання.

Перевірку міцності різьби виконують за умовними напруженнями, які порівнюють з допустимими, при цьому вважають, що всі витки різьби навантажені рівномірно.

Практично різі на міцність розраховують по напруженням зрізання і перевіряють на зминання.

В загальному випадку умови міцності різі на зрізання і зминання має вигляд:

$$\tau_{зр} = \frac{F}{A_{зр}} \leq [\tau_{зр}], \quad (2.1)$$

$$\sigma_{зм} = \frac{F}{A_{см}} \leq [\sigma_{зм}], \quad (2.2)$$

де F – осьове навантаження, яке діє на з'єднання;

$A_{зр}, A_{зм}$ – відповідно площа зрізання і зминання.

Усі розміри різі стандартизовані і вибрані такими, щоб забезпечити рівномірність усіх деталей і елементів нарізних з'єднань. Тому в проектувальному розрахунку достатньо визначити внутрішній діаметр різі d_1 як найменший, а інші розміри кріпильних деталей вибрати за стандартами.

3.2 Штифтові з'єднання

3.2.1 Загальні відомості

Штифтове з'єднання досить поширене в машинобудуванні, здійснюється за допомогою додаткової деталі - штифта (рис.2.13).

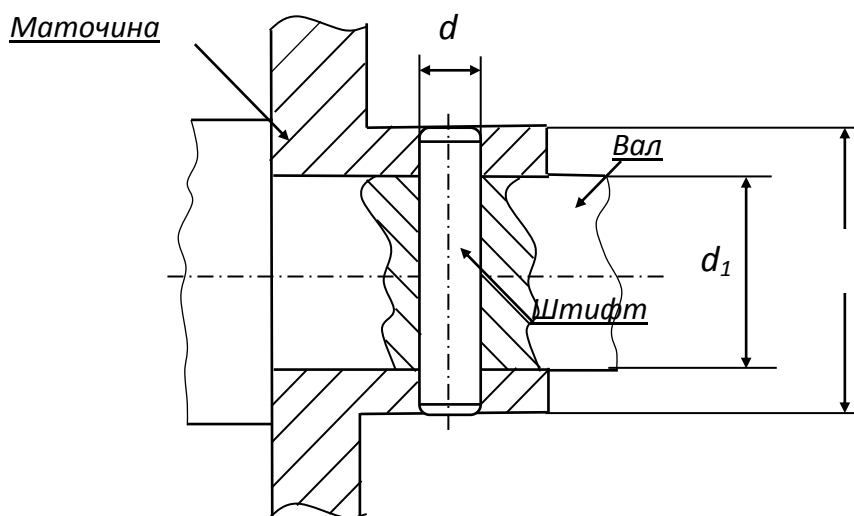


Рисунок 2.13 - Штифтове з'єднання

Штифти представляють собою сталеві стрижні: циліндричні, конічні або фасонні круглого перетину, які забивають в наскрізний отвір двох деталей, що з'єднуються.

Штифтові з'єднання використовуються в конструкціях:

- для передачі крутного моменту з одночасною фіксацією положення деталей по відношенню один до одного (кріплення зубчастого колеса на валу);
- для передачі сил, що зсувають і фіксації взаємного положення деталей при повторній збірці (кришки відносно корпусу редуктора).

У першому варіанті зазвичай рекомендуються конічні штифти (рис.2.14,б), у другому варіанті – циліндричні (рис.2.14,а).

Штифти бувають двох типів: кріпильні і установчі.

За формою штифти поділяють на: циліндричні, ГОСТ 3128-70 (рис.2.14,а); конічні ГОСТ 3129-70 (рис.2.14,б) та іншої форми (фасонні, циліндричні пружинні, просічні, зрізні).

Виходячи з конструкції робочої частини штифти виготовляють гладкі (рис.2.14, а, б) і просічні ГОСТ 10773-64, ГОСТ 12850-67 (рис.2.14, в).

Просічні штифти - це з нанесеними чи видавленими канавками, які не вимагають розгортання отворів (як на гладких штифтах). Канавки на штифтах створюють надійне зачеплення, що запобігає їх випаданню під час роботи.

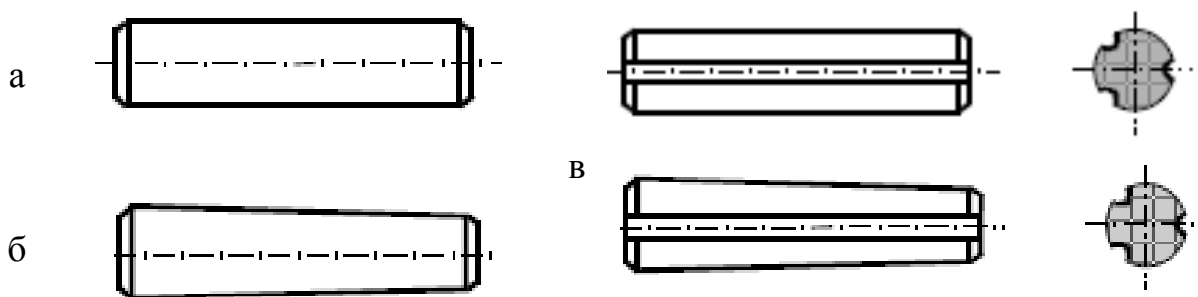


Рисунок 2.14 – Основні типи штифтів

Більшого поширення набули гладкі і конічні штифти (ГОСТ 3129-70), які виконують з конусністю 1:50. У порівнянні з циліндричними вони мають перевагу, що можуть бути поставлені в один і той же отвір неодноразово. Конічні штифти забезпечують самогальмування.

Циліндричні гладкі штифти ставляться в отвір із натягом і утримуються від випадання тертям або за допомогою спеціальних пристроїв. Недолік циліндричних штифтів – ослаблення посадки при повторних розбираннях і зборках.

Конічні штифти виконуються з конусністю 1:50, що забезпечує надійність самогальмування і центрування деталей. Конічні штифти можуть бути поставлені в той саме отвір кілька разів.

Просічні штифти застосовуються тільки для скріплення деталей машин. У порівнянні з гладкими вони не вимагають розгортки отворів і більш надійні від випадання. Ці штифти допускають багатократну зборку і розбирання з'єднань.

Перевагами штифтових з'єднань є простота конструкції, зручність монтажу. До недоліків слід віднести послаблення основних деталей отворами під штифти, нетехнологічність конструкції та обмеження навантажень, що передаються.

Штифти виготовляють із сталі Ст 4, Ст 5, Сталь 35, Сталь 40, Сталь 45. Просічні штифти рекомендується виготовляти із пружинної сталі (Сталь 65Г). При особливих умовах роботи з'єднання штифти можуть виготовлятися з інших матеріалів.

3.2.2 Розрахунок штифтових з'єднань

Штифти працюють на зріз і зминання. При навантаженні з'єднання в перерізі штифта, що збігається з поверхнею вала, виникають напруження зрізу, а на бічних поверхнях штифта, що контактують з отвором у втулці і в валу - напруження зминання.

Штифтові з'єднання розраховують на міцність за напруженнями зминання $\sigma_{зм}$ та зрізу $\tau_{зр}$. Відповідні розрахунки виконують зазвичай як перевіральні.

При передачі крутного моменту M :

$$\tau_{зр} = \frac{4M}{\pi d_1 d^2} \leq [\tau_{зр}], \quad (2.3)$$

$$\sigma_{зм} = \frac{2M}{d_1 d (D - d_1)} \leq [\sigma_{зм}], \quad (2.4)$$

де d_1 – діаметр валу;

d – діаметр штифта (для конічних штифтів d – середній діаметр);

D – діаметр маточини.

$[\sigma_{зм}]$, $[\tau_{зр}]$ - допустимі напруження зминання і зрізу відповідно:

$$[\sigma_{зм}] = 140 \text{ МПа і } [\tau_{зр}] = 80 \text{ МПа.}$$

Для штифтів, що передають крутний момент, в разі перевантаження необхідно відмовитися від такого способу з'єднання і перейти на шпонкові з'єднання. При невиконанні умов міцності доцільніше не збільшувати діаметр штифта, а застосовувати штифти з міцнішого матеріалу.

Отвори в валах під штифти необхідно враховувати, як концентратори напружень при перевірочному розрахунку валів.

Конічні штифти застосовуються для центрування деталей, що з'єднуються по площинах (як кришка і картер корпусу редуктора), де все навантаження сприймають стяжні болти. Тут штифти практично не навантажені, служать тільки для центрування корпусних деталей і встановлюються попарно на діаметрально протилежних сторонах фланця корпусу. Такі штифти вибираються за таблицею з конструктивних міркувань так, щоб вони були сумірні з довжиною і шириною з'єднуюємих фланців.

Штифти з канавками і пружні виконують з пружної сталі і розраховують так само, як гладкі, але допустиме напруження матеріалів знижують на 50%.

3.3 Шпонкові з'єднання

3.3.1 Загальні відомості

Шпонкове з'єднання (рис.2.15,а) здійснюється за допомогою спеціальної деталі – *шпонки*, яка закладається у відповідні пази, що виконані на сполучених поверхнях деталей, що з'єднуються (валу і маточини зубчастих коліс, шківів тощо). Воно забезпечує нерухоме скріплення деталей для передачі крутного моменту.

Конструкцію з'єднання з призматичною шпонкою зображено на рис.3.15.б, де позначено:

b, h – ширина і висота поперечного перерізу шпонки, які беруть за стандартом залежно від діаметра вала d ;

l – довжина шпонки, що вибирається за стандартом.

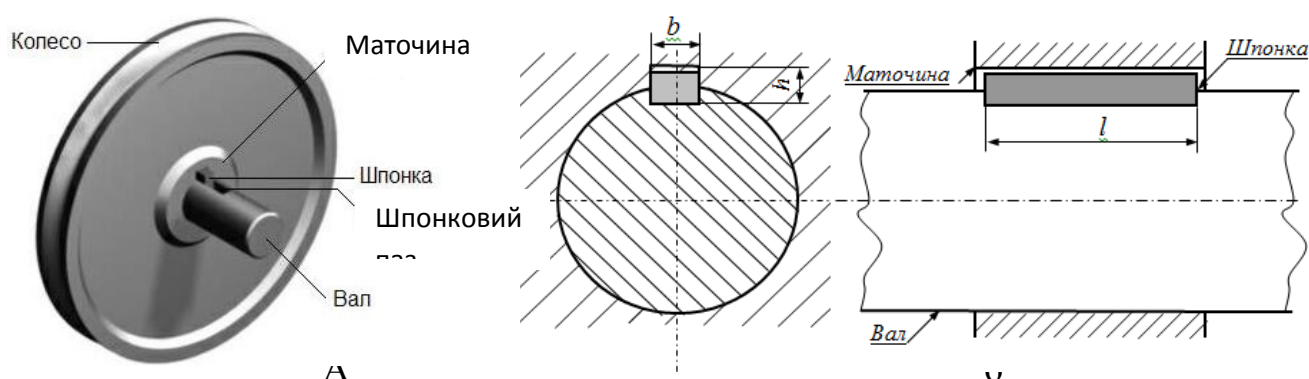


Рисунок 2.15 – Шпонкове з'єднання: а - деталі; б - зображення

Шпонкові з'єднання поділяють на дві групи:

1) ненапружені, в яких використовують призматичні або сегментні шпонки;

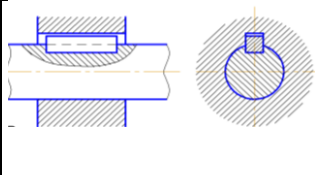
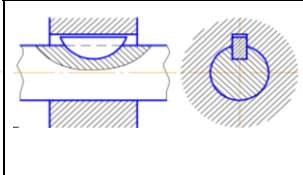
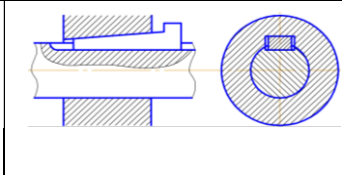
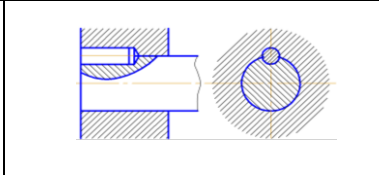
2) напружені, які виконують клиновими, тангенціальними та круглими шпонками.

У машинобудуванні найбільш поширені напружені з'єднання.

Переваги шпонкових з'єднань: простота і надійність конструкції, зручність складання, низька вартість.

Недоліки шпонкових з'єднань: послаблення вала і маточини шпонковими пазами, які зменшують поперечний переріз і спричиняють значну концентрацію напружень, що сприяє втомному руйнуванню деталей.

Найбільш поширені в машинобудівних конструкціях такі *типи шпонок*:

<p><i>призматична звичайна</i> (ГОСТ 8789-68)</p>	<p><i>сегментна</i> (ГОСТ 8794-68)</p>	<p><i>клинова врізна</i> (ГОСТ 8791-68), створює напружений стан за верхньою та нижньою гранями шпонки</p>	<p><i>призматична напрямна</i> врізна із закріпленням на валу (ГОСТ 8790-68), допускає переміщення маточини вздовж осі валу</p>
			

Шпонки всіх основних типів стандартизовані.

Для призматичних шпонок стандарт указує ширину й висоту перетину.

Глибина шпонкового паза у валу приймається як 0,6 від висоти шпонки.

Розміри шпонок всіх основних типів вибирають за стандартом, залежно від величини діаметра вала у перетині під шпонку. Матеріал для виготовлення шпонок – конструкційні вуглецеві сталі 45, 50, Ст.5, Ст.6 тощо.

Перевага з'єднань клиновими шпонками – відсутність зазорів, тому добре сприймають ударні навантаження.

3.3.2 Підбір шпонок і розрахунок шпонкових з'єднань на міцність

Для виготовлення шпонок всіх видів використовують спеціальний точний прокат із сталей за ГОСТ 380-71 та ГОСТ 1050-74 з границею міцності не нижче 500 МПа.

Оскільки шпонкові з'єднання стандартизовані, поперечні перерізи шпонок вибирають залежно від діаметра вала за таблицями. Довжину шпонок встановлюють із конструктивних міркувань, а потім перевіряють з'єднання на міцність, або безпосередньо визначають з умови міцності. Повну довжину шпонки l узгоджують із стандартним рядом довжин.

Більшість типів шпонок стандартизовано, їх розміри призначають по відповідним стандартам в залежності від діаметру валу.

Матеріал шпонки працює на зріз і зминання. Основними критеріями роботоздатності призматичних ненапружених шпонкових з'єднань є міцність шпонки на зріз і міцність з'єднання на зминання.

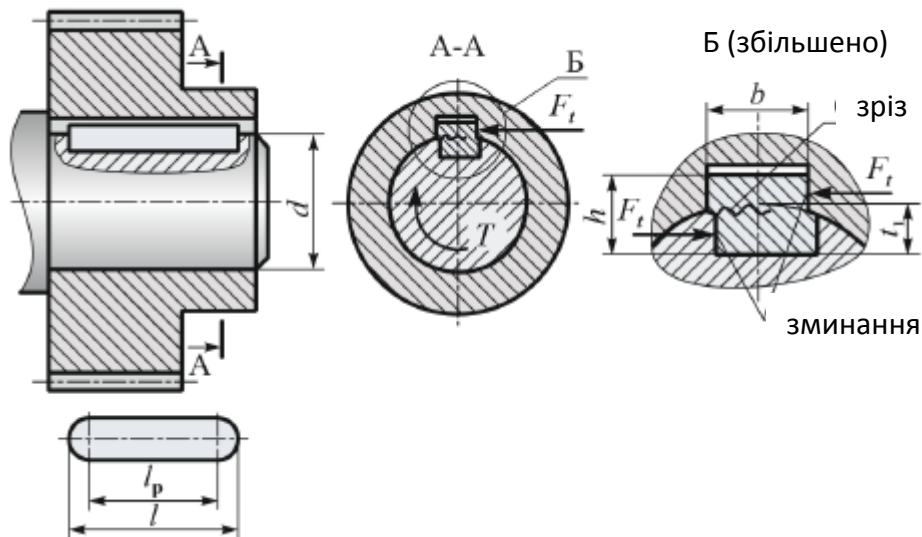


Рис.2.16 - Характер напружень, які виникають в шпонковому з'єднанні під час роботи

Умови міцності на зминання та зріз мають вигляд:

$$\sigma_{зм} = \frac{4M}{h \cdot d \cdot l} \leq [\sigma_{зм}], \quad (2.5)$$

$$\tau_{зр} = \frac{2M}{b \cdot d \cdot l} \leq [\tau_{зр}], \quad (2.6)$$

де h - висота перетину шпонки,

d - діаметр валу,

b - ширина перетину шпонки,

l - робоча довжина шпонки (ділянка, що передає момент).

$[\sigma_{зм}]$, $[\tau_{зр}]$ - допустимі напруження зминання і зрізу, які визначаються за рекомендаціями.

Призматичні звичайні шпонки працюють на зминання бокових граней та зрізання. При заданому крутному моменті M , що передається з'єднанням, потрібна довжина шпонки l визначається за формулами:

$$l = \frac{4M}{h \cdot d \cdot [\sigma_{зм}]} - \text{за умови попередження зминання}, \quad (2.7)$$

$$l = \frac{2M}{b \cdot d \cdot [\tau_{зр}]} - \text{за умови попередження зрізання}, \quad (2.8)$$

З двох значень довжини шпонки потрібно задати більше. Якщо розміри поперечного перерізу шпонки ($b \times h$) вибираються з таблиць стандарту залежно від діаметра вала d , то довжина шпонки визначаються з умов попередження тільки зминання.

Виходячи зі статистики поломок, розрахунок на зминання проводиться як проектний. По відомому діаметрі вала задаються стандартним перетином призматичної шпонки й розраховують її робочу довжину.

Розрахунок на зріз - перевіряльний. При невиконанні умов міцності збільшують робочу довжину шпонки.

У випадках, коли одна шпонка не може передати заданого моменту, встановлюють дві або три шпонки. При цьому слід враховувати, що постановка кількох шпонок пов'язана з технологічними труднощами, а також послаблює вал і маточину. Тому багато шпонкове з'єднання практично не застосовуються. Їх замінюють зубчастими з'єднаннями (шліцевими).

3.4 Шліцеві з'єднання

3.4.1 Загальні відомості

Шліцеві з'єднання – утворюються виступами на валу, що входять в зв'язані пази маточини колеса, рис.2.17. Як на вигляд, так і за динамічними умовами роботи шліци можна вважати багатошпонковим з'єднанням.

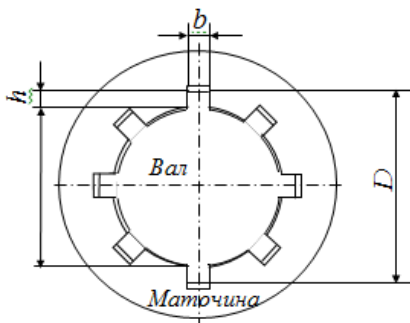


Рисунок 2.17 – Шліцеве з'єднання

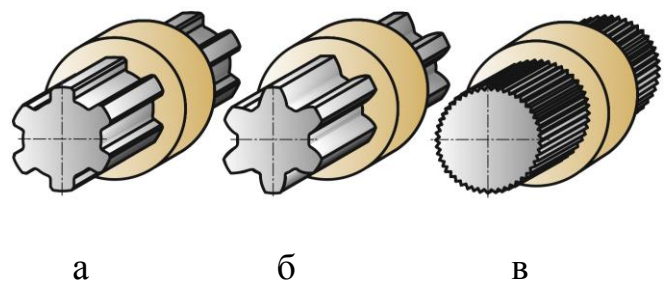


Рисунок 2.18– Форми шліців

Деякі автори називають їх зубчастими з'єднаннями.

Основними типами шліцевих з'єднань (рис.) є: а) *прямобічні*, рис.2.18,а. (ГОСТ 1139-80), б) *евольвентні*, рис.2.18,б (ГОСТ 6033-80) і в) *трикутні*, рис.2.18,в (регламентовані відповідними нормами) з'єднання.

У машинобудуванні найширше використовують прямобічні шліцеві з'єднання, розміри яких стандартизовано. Евольвентне шліцеве з'єднання відрізняється від прямобічного досконалішою технологією виготовлення, підвищеною міцністю самих шліців і валів та точністю центрування. Трикутне шліцеве з'єднання використовується для нерухомих з'єднань у разі невеликих навантажень і на тонкостінних деталях.

Порівняно зі шпонковими шліцеві з'єднання:

- 1) мають підвищену навантажувальну здатність завдяки значно більшій площі поверхні контакту, рівномірному розподілу тиску по висоті зубців і меншій концентрації напружень у валів;
- 2) високу точність центрування маточини на валу.

Ці переваги визначають використання шліцевих з'єднань у разі великих навантажень і частоти обертання в умовах масового виробництва.

3.4.2 Розрахунок шліцевих з'єднань

Експерименти підказують, що при роботі шліцевих з'єднань у разі радіальних навантажень і згинальних моментів відбуваються ковзання та спрацювання, пов'язані із зазорами та контактними деформаціями, особливо за відсутності мастильного матеріалу.

Розрахунок шліцевих з'єднань роблять за ГОСТ 21425-75 «Соединения зубчатые (шлицевые) прямобичные. Методы расчета нагрузочной способности».

Головні критерії працездатності шліцевих з'єднань - зносостійкість; стійкість до заїдання; міцність.

Надійність роботи з'єднань забезпечується вибором відповідних матеріалів, зміцненням робочих поверхонь шліців і розрахунком.

Шліци перевіряють на зминання

$$\sigma_{зм} = \frac{2M}{r_{cp} \cdot l \cdot z \cdot A_{зм} \cdot k} \leq [\sigma_{зм}], \quad (2.9)$$

де r_{cp} - середній радіус шліцевого з'єднання;

z - кількість шліців;

l - робоча довжина шліців;

$A_{зм}$ - проекція бокової опорної поверхні шліців на вісь симетрії;

k - коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілення колової сили між шліцями, $k=0,7 \dots 0,8$.

Допустиме напруження на зминання $[\sigma_{зм}]$ призначають за рекомендаціями з врахуванням рухомості (або нерухомості) з'єднання, термообробки шліців і втулок, і приймають у межах від 5 до 200 МПа.

Тема 4

НЕРОЗ'ЄМНІ З'ЄДНАННЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

4.1 Зварні з'єднання

4.1.1 Загальні відомості

Зварне з'єднання утворюється зварюванням з'єднуваних деталей у зоні стику і не вимагає ніяких допоміжних елементів. *Зварювання* – технологічний процес з'єднання деталей, який здійснюється при місцевому нагріванні стику деталей до розплавленого або пластичного стану їх із подальшим взаємним деформуванням. Затверділий після зварювання метал, що з'єднує зварені деталі, називається *зварним швом*. Зварювання – один із самих прогресивних і поширених способів одержання нероз'ємних з'єднань. Зварне з'єднання краще інших наближає складові деталі до цілісних. У зварному з'єднанні простіше забезпечуються умови рівномірності і зменшення маси виробу. Зварювання застосовують не тільки як спосіб з'єднання деталей, але і як технологічний спосіб виготовлення самих деталей. Зварюванням виготовляють станини, рами і основи машин, шківів, зірочки, маховики, барабани, ферми, колони, різні резервуари, труби, корпуси річкових та морських суден. Зварені деталі в багатьох випадках із успіхом замінюють деталі ковані, штамповані або виготовлені литтям.

В даний час освоєно зварювання всіх конструкційних сталей, чавуну, алюмінієвих та інших сплавів кольорових металів, а також деяких пластмас.

Найбільш поширені способи зварювання: електродугове, електроконтактне, газове (хімічне), тертям, вибухом, ультразвуком та ін.

При *електродуговому зварюванні* під дією тепла електричної дуги оплавляються сполучені поверхні і їх метал разом з металом електрода, який обмазується захисним покриттям або під шаром флюсу, утворюють міцний шов. Таким способом зварюються конструкційні сталі будь-яких марок. Електродугове зварювання високолегованих сталей, а також сплавів на основі алюмінію, міді, молібдену проводиться в середовищі захисного газу – аргону

або гелію. Метал практично необмеженої товщини дозволяє зварювати електрошлакове зварювання.

Контактне зварювання ґрунтується на використанні підвищеного омичного опору в стику деталей.

Основними перевагами зварних з'єднань є:

- відсутність додаткових з'єднуючих елементів;
- рівномірність шва щодо з'єднуваних елементів деталей,
- економія матеріалу та зменшення маси виробів;
- висока продуктивність та простота процесу зварювання.

До недоліків зварних з'єднань належать:

- поява температурних напружень;
- значна концентрація напружень в області зварних швів;
- знижена стійкість проти корозії та ін.

Основні види зварних з'єднань при електродуговому зварюванні залежно від взаємного розміщення з'єднуваних елементів деталей наведено на рис.2.19.

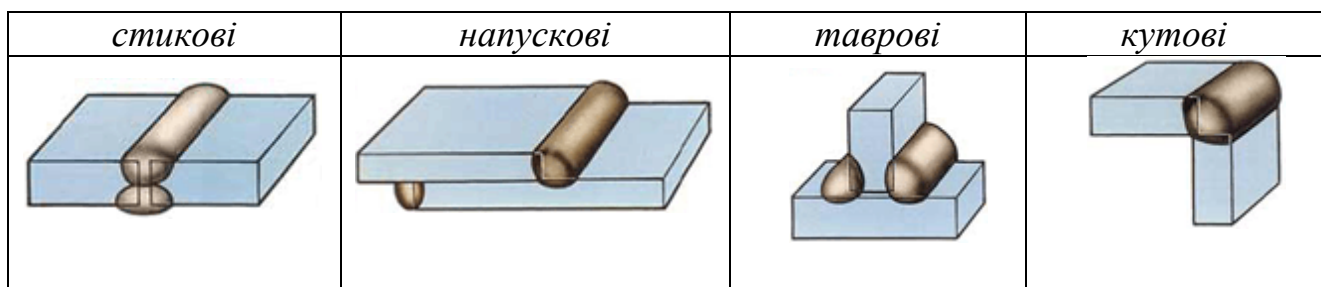


Рисунок 2.19 – Основні види зварних з'єднань

Стикове з'єднання є найраціональнішим видом зварних з'єднань. Воно утворюється за допомогою дугового або контактного зварювання. Таке з'єднання виконується стиковим зварним швом.

Напусківі з'єднання виконують за допомогою кутових (валоподібних) швів.

Види кутових швів залежно від розміщення шва щодо лінії дії сили F наведено на рис.2.20.

Довжина лобових швів у напусківих з'єднаннях не обмежується, а довжина флангових швів не повинна бути більш ніж $60k$, оскільки зі збільшенням довжини підвищується нерівномірність розподілення напруги у шві.

Таврове з'єднання використовують при розміщенні з'єднуваних деталей у взаємно перпендикулярних площинах.

Кутове з'єднання здійснюється без попередньої підготовки кромки і з підготовкою кромки.

У більшості випадків такі з'єднання є мало навантаженими і використовуються для забезпечення щільності.

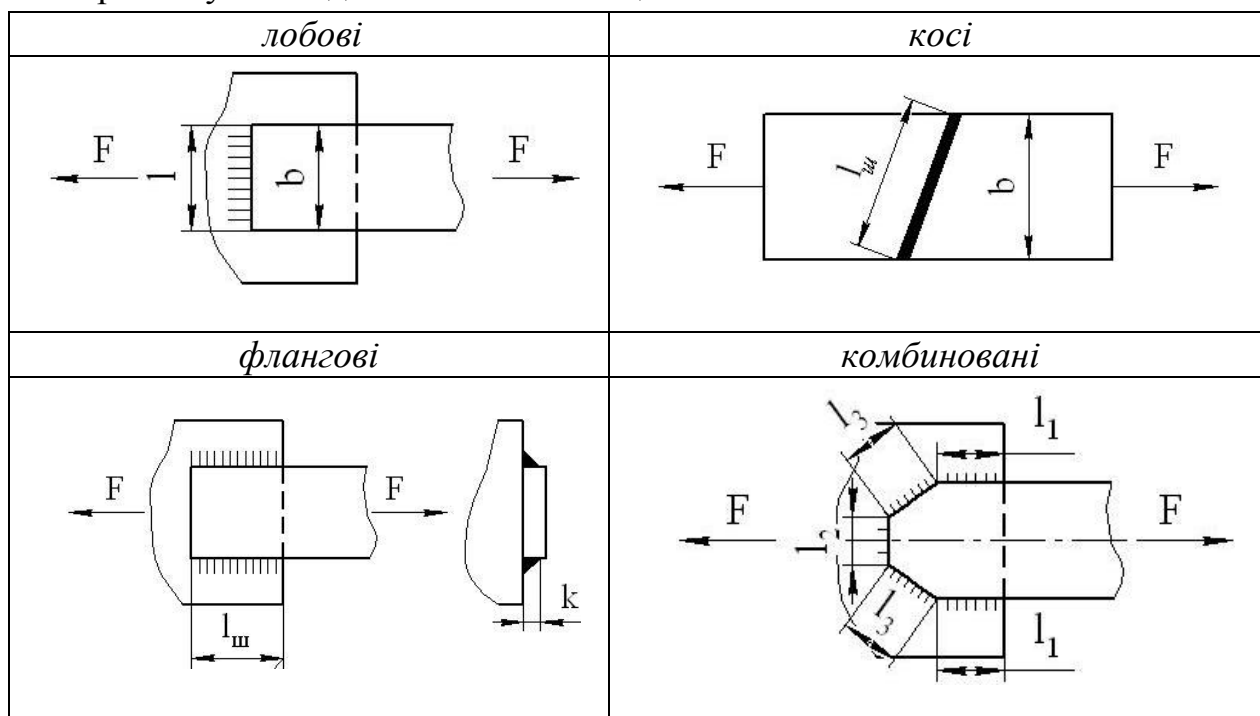


Рисунок 2.20 - Види кутових швів залежно від розміщення шва щодо лінії дії сили F

4.1.2 Розрахунок зварних з'єднань на міцність

Основною умовою під час проектування зварних конструкцій деталей є забезпечення рівномірності зварних швів та з'єднуваних елементів деталей.

Згідно із цією умовою залежно від розмірів та взаємного розміщення зварних деталей установлюють відповідні розміри швів для даного з'єднання.

Переважно на практиці розміри зварних швів та тип їх визначаються за формою та конструкцією деталей. Тому розрахунок зварних з'єднань в основному виконують як перевірний.

Основним критерієм працездатності швів зварних з'єднань є міцність. Розрахунок на міцність заснований на припущенні, що напруження у шві розподілені рівномірно як за довжиною, так і за перетином.

4.1.2.1 Розрахунок стикового зварного з'єднання

Розрахунок стикових з'єднань (рис.2.21) здійснюється за нормальними напруженням розтягу або стиску по номінальному перерізу з'єднувальних

елементів без урахування опуклості шва. Товщина шва дорівнює товщині деталі.

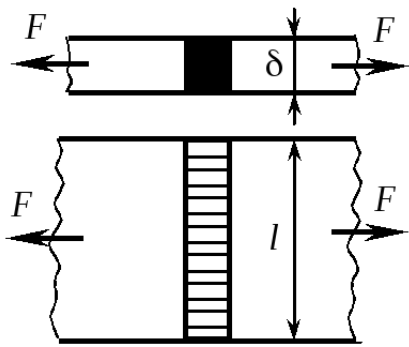


Рисунок 2.21 - Розрахункова схема
стикового зварного з'єднання

Умова міцності на розтяг (стиск) має вигляд:

$$\sigma' = \frac{F}{A_p} = \frac{F}{\delta \cdot l} \leq [\sigma'] \quad (2.10)$$

де σ' - відповідно розрахункове напруження у шві при розтягу або стиску;

F - сила, що розтягує або стискає з'єднувані деталі;

δ - товщина більш тонкої зі з'єднуваних деталей;

l - довжина зварного шва;

$[\sigma']$ - допустиме напруження металу шва для прийнятої технології зварювання (напруга в металі шва позначаємо відповідною буквою зі штрихом).

При проектному розрахунку визначається довжина l зварного шва:

$$l = \frac{F}{\delta \cdot [\sigma']}. \quad (2.11)$$

4.1.2.2 Розрахунок напусккових зварних з'єднань кутовими швами

Руйнування кутових швів (рис.2.22) відбувається по найменшим перерізам трикутника шва – по площині, яка проходить через бісектрису прямого кута. Катет шва k , як правило, обирають рівним товщині зварних листів: $k = \delta$.

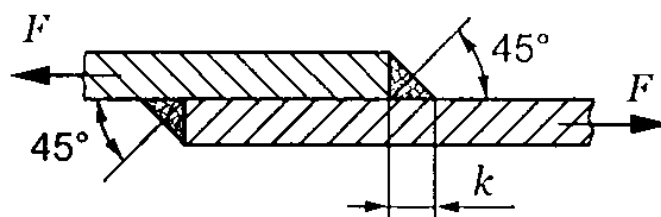


Рисунок 2.22 - Схема на пускового зварного з'єднання.

Розрахунок кутових швів проводиться по дотичним напруженням зсуву в небезпечному перерізі.

Умова міцності на зрізування (зсув) для перевірного розрахунку має вигляд:

$$\tau'_{zp} = \frac{F}{A_{zp}} = \frac{F}{0,7 \cdot \delta \cdot l} \leq [\tau'_{zp}] \quad (2.12)$$

де A_{zp} - розрахункова площа зварного шва на зсув;

l - сумарна довжина зварного шва;

$[\tau'_{zp}]$ - допустиме напруження металу шва для прийнятої технології зварювання.

При проектному розрахунку визначається довжина l зварного шва

$$l = \frac{F}{0,7 \cdot \delta \cdot [\tau'_{zp}]} \quad (2.13)$$

Формула 2.13. підходить для лобових і флангових швів (рис.2.23).

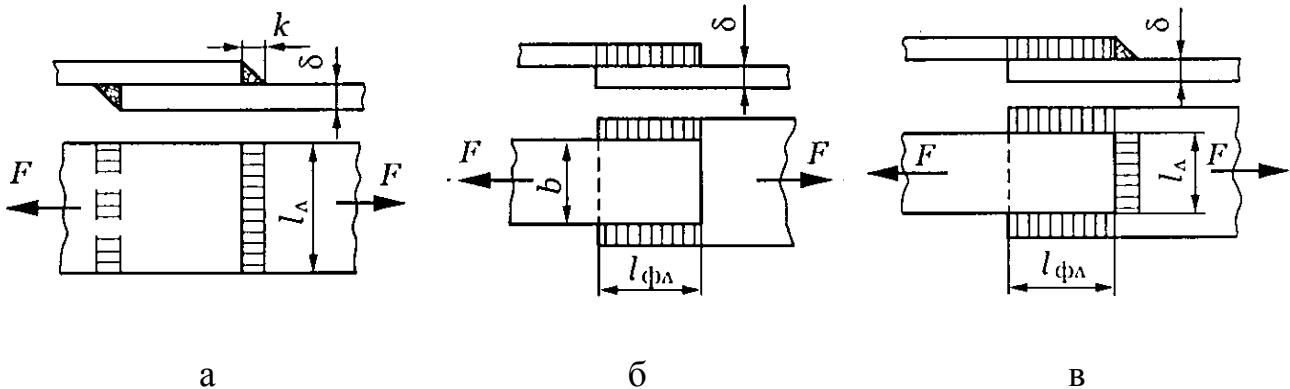


Рисунок 2.23 - Схеми на пускових зварних з'єднань:

а – лобовими швами; б – фланговими швами; в – комбінованими швами.

Умови міцності для зварних швів з рис.2.23:

$$\text{а) } \tau'_{zp} = \frac{F}{2 \cdot 0,7 \cdot \delta \cdot l_n} \leq [\tau'_{zp}]; \quad (2.14)$$

$$\text{б) } \tau'_{zp} = \frac{F}{2 \cdot 0,7 \cdot \delta \cdot l_{\phi l}} \leq [\tau'_{zp}]; \quad (2.15)$$

$$\text{в) } \tau'_{zp} = \frac{F}{0,7 \cdot \delta \cdot (l_{\phi} + l_{\phi l})} \leq [\tau'_{zp}]. \quad (2.16)$$

Допустимі напруження металу швів обираються в залежності від типу зварки і виду деформації в долях від допустимого напруження розтягу основного металу.

Орієнтовно для сталевих конструкцій при статичному навантаженні:

$$[\sigma'] = (0,9 \dots 1)[\sigma]; \quad [\tau'] = (0,6 \dots 0,65)[\sigma].$$

Тут $[\sigma] = \frac{\sigma_T}{[S]}$, де σ_T - границя текучості основного матеріалу; $[S]$ - допустимий коефіцієнт запасу міцності ($[S] = 1,35 \dots 1,7$ - більші значення для легированих сталей).

4.2 Заклепкові з'єднання

4.2.1 Загальні відомості

Заклепкове з'єднання здійснюються за допомогою спеціальної деталі – заклепки, яку встановлюють у отвори з'єднуваних деталей. Заклепка має циліндричний стержень і закладну головку на одному кінці. Після пластичного деформування другого кінця утворюється замикаюча головка, і таким чином маємо з'єднання деталей. Для зручності вставлення заклепки діаметр отвору у з'єднуваних елементах дещо більший, ніж діаметр стержня d заклепки. Під час клепаання (щоб мати замикаючу головку) стержень заклепки збільшує свій діаметр і щільно заповнює отвір. В готовому заклепковому з'єднанні діаметр заклепки дорівнює діаметру отвору під заклепку.

Технологія виготовлення заклепкового з'єднання зображена на рис.3.24,а.

Заклепки стягують з'єднувані деталі, завдяки чому частина навантаження з'єднання передається за рахунок сил тертя в площині стику, а частина сприймається стержнем заклепки.

Заклепкові з'єднання розповсюджені в машинобудуванні, будівельних конструкціях і приладах. Заклепкові з'єднання добре працюють у конструкціях, що сприймають різко виражені вібраційні навантаження (корпуси літаків, кораблів, металоконструкції, автомобільні і тракторні рами тощо).

Діаметр d заклепки залежить від товщини δ скріплюваних листів і спочатку визначається за формулою $d = \delta + (6 \dots 8)$, мм, а потім уточнюється за таблицями стандарту, що рекомендує такі значення: 1,2; 1,6; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12 і тоді.

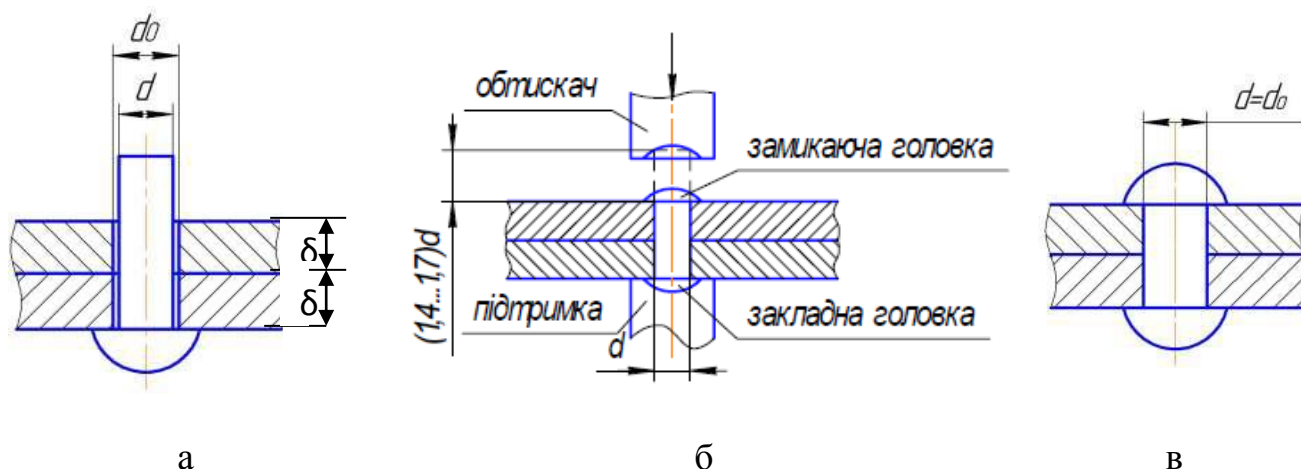


Рисунок 3.24 - Формування заклепкового з'єднання:

a - закладання заклепки;

б - процес клепа́ння; *в* - заклепка після клепа́ння

Довжину l стрижня заклепки приблизно визначають за формулою $l = 2\delta + 1,5d$ або за таблицями (ГОСТ 14802-85 «Заклепки (повышенной точности). Диаметры отверстий под заклепки, подбор длин заклепок») із такого ряду: 2...20; 22; 24; 26; 28; 30; 32; 34; 36; 38; 40; 42; 45; 46; 48; 50 і т.д.

Отвори в деталях продавлюють (товщина листів до 25 мм) або просвердлюють. У разі продавлювання листи деформуються, на краях отворів виникають тріщини, а на вихідній стороні утворюються гострі кромки, які можуть спричинити підрізання стрижня заклепки. Продавлювання отворів застосовують в мало відповідальних конструкціях. Свердління менш продуктивне, але забезпечує підвищену міцність. Іноді продавлювання суміщають з наступним розсвердлюванням.

Клепа́ння виконується вручну або машинами. Якість з'єднання машинного клепа́ння вища, оскільки при цьому забезпечується однорідність зусилля клепа́ння і більша сила стиску деталей.

Стальні заклепки малого діаметра (до 10...12 мм) і заклепки із кольорових металів клепаються без нагрівання (холодне клепа́ння), стальні заклепки з більшим діаметром перед установленням нагрівають (гаряче клепа́ння). Нагрівання заклепок полегшує процес клепа́ння і підвищує якість з'єднання.

Форма та розміри основних видів заклепок загального застосування стандартизовані. Розрізняють такі види заклепок: заклепки із суцільним стрижнем, заклепки напівпустотілі, заклепки пустотілі. У практиці

машинобудування широке застосування мають наступні заклепки із суцільним стрижнем: з напівкруглою головкою (ГОСТ 10299-80, рис.2.25, а) - для силових швів; з потайною головкою (ГОСТ 10300-80, рис.2.25, б) - коли недопустимий виступ частин за межі з'єднаних деталей; напівпотайною (ГОСТ 10301-80, рис.2.25,в); з плоскою головкою (ГОСТ 14801-85, рис.2.25.г,) - для роботи в корозійних середовищах; класів точності *B* і *C*, з покриттям і без нього.

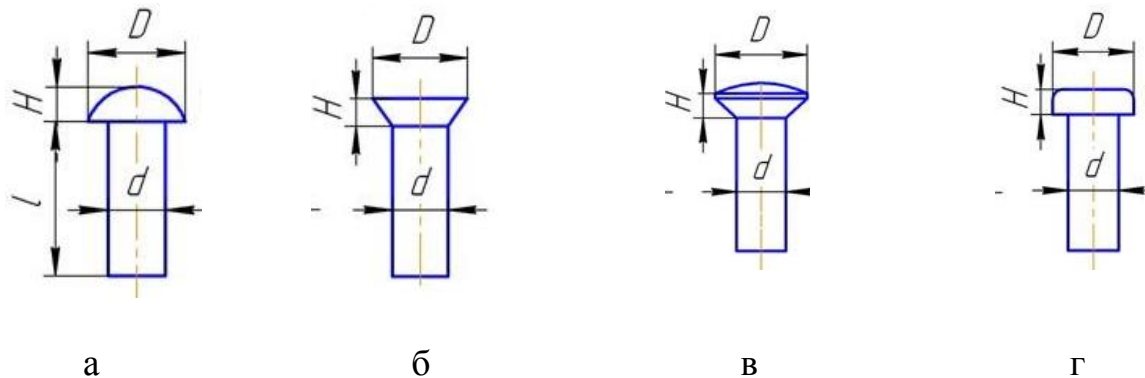


Рисунок 3.25 - Основні види заклепок із суцільним стрижнем

Напівпустотілі заклепки заклепки використовуються у випадках, коли небажано або неприпустимо заклепочні з'єднання піддавати ударам. Пустотілі заклепки застосовують, щоб використовувати їх отвори в клепаних з'єднаннях, наприклад, для пропуску електричних, кріпильних або інших деталей.

В окремих випадках застосовують спеціальні заклепки, наприклад вибухові.

Приклад позначення заклепки: *Заклепка С8х20, 38.МЗ.136 ГОСТ 10299-80*, де С – клас точності (клас В не записують); 8 – діаметр; 20 – довжина; 38 – група матеріалу; МЗ – марка матеріалу (мідь); 136 – вид (13) і товщина (6) покриття.

Заклепки виготовляють із сталі, алюмінію, латуні, міді та інших матеріалів. Матеріал заклепок повинен бути досить пластичним для забезпечення формування головок. Сталеві заклепки виготовляють з вуглецевих сталей (Ст 2, Ст 3, Сталь 10 кп, Сталь 20 кп), а в спеціальних випадках – із легованої сталі (09Г2, Х18Н9Т). Щоб уникнути хімічної корозії в з'єднаннях застосовують заклепки з того ж матеріалу, що і з'єднувані деталі.

Переваги заклепкових з'єднань:

- висока надійність з'єднання,
- зручність і надійність контролю якості шва,

- високий опір вібраційним і ударним навантаженням

Недоліки заклепкових з'єднань:

- трудомісткість клепа́ння,
- значна вартість клепа́ння,
- ослаблення деталей отворами,
- високий шум і ударні навантаження при клепа́нні,
- підвищені витрати матеріалу.

Заклепкові з'єднання застосовують в конструкціях, які зазнають значні вібраційні і ударні навантаження при високих вимогах до надійності з'єднання; при виготовленні конструкцій з незварних матеріалів (дюралюміній, текстоліт тощо); в з'єднаннях кінцевооброблених деталей, в яких застосування зварювання неприпустиме внаслідок короблення при нагріванні.

В сучасному машинобудуванні область застосування заклепкових з'єднань все більш скорочується по мірі удосконалення методів зварювання.

4.2.2 Класифікація заклепкових з'єднань

З'єднання деталей групою заклепок називається *заклепковим швом*.

Класифікація заклепкових швів наведена на рис.2.26.

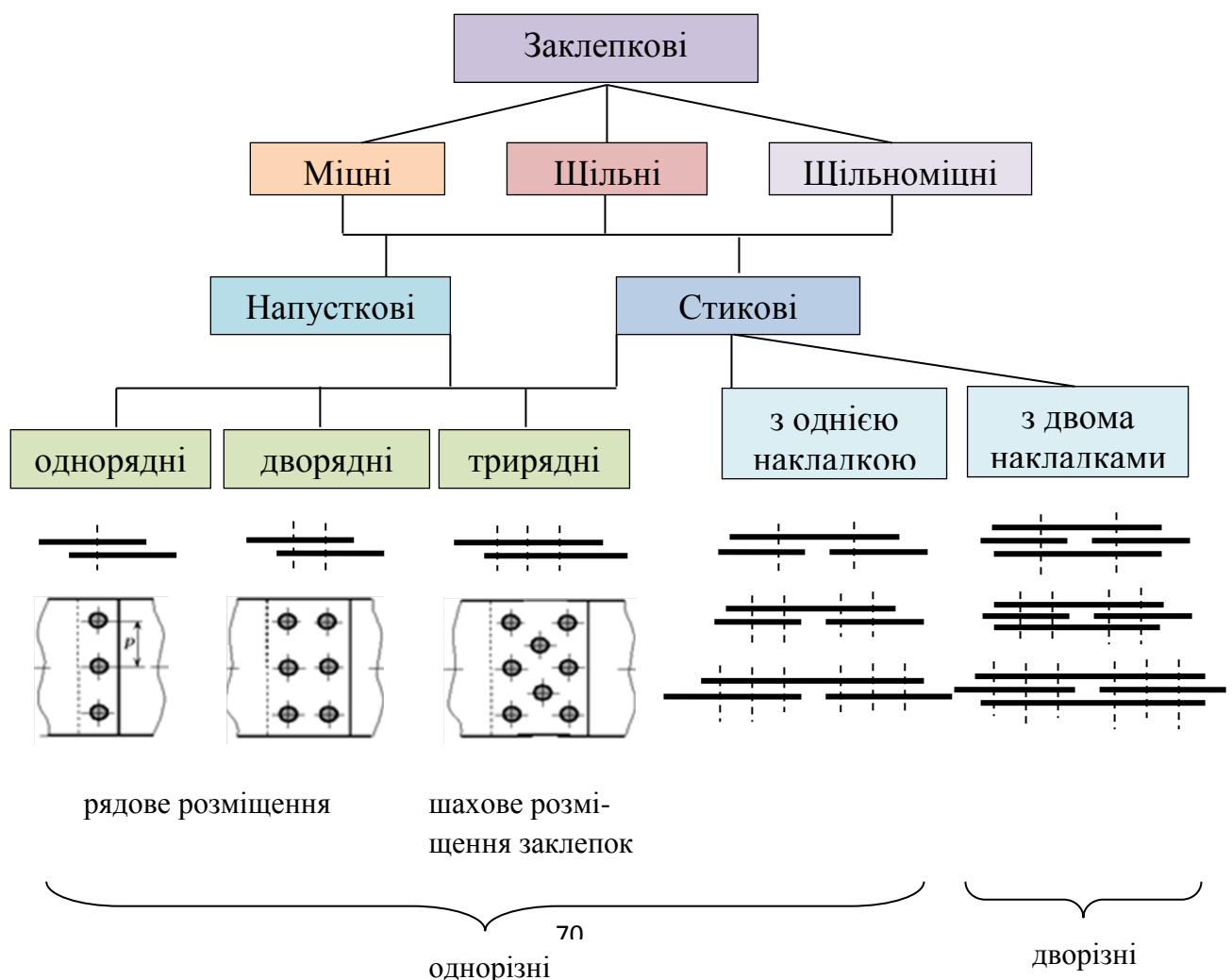


Рисунок 2.26 - Класифікація заклепочних швів

За призначенням заклепочні шви поділяють на:

- *міцні*, що забезпечують необхідну міцність з'єднання (вузли машин, конструкції споруд);
- *щільні (герметичні)*, що забезпечують задану герметичність з'єднання (резервуари з невеликим внутрішнім тиском);
- *міцнощільні*, коли вимоги ставляться і до міцності з'єднання і до його герметичності (парові котли та резервуари під високим тиском).

За взаємним розташуванням з'єднуваних деталей розрізняють шви *внапуск* (рис.2.27,а) і *встик*. Останні виконують за допомогою однієї (рис.2.27,б) чи двох (рис.3.27,в) накладок.

За кількістю рядів заклепок шви поділяються на *однорядні* та *багаторядні*; з розміщенням заклепок *рядами* чи у *шаховому порядку*. Для швів встик число рядів заклепок враховується по один бік стику.

У залежності від числа площин зрізів шви називають *одно зрізними* (рис.2.27,а,б), *двозрізними* (рис.2.27,в) чи *багатозрізними*.

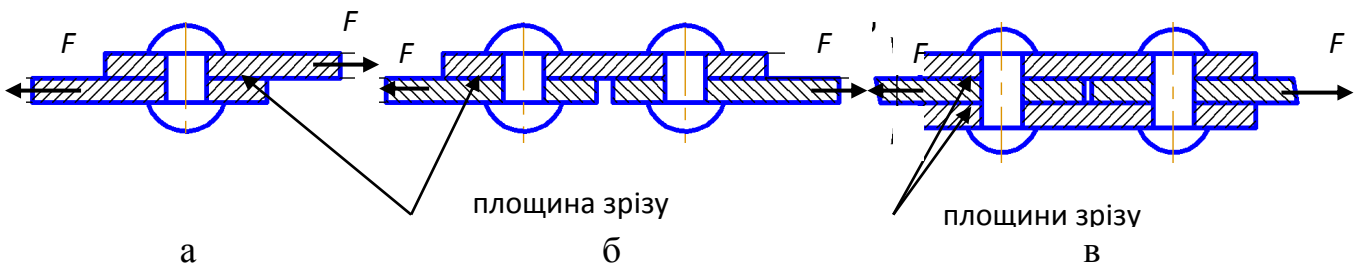


Рисунок 2.27 – Заклепочні з'єднання

4.2.3 Розрахунок міцних клепааних з'єднань

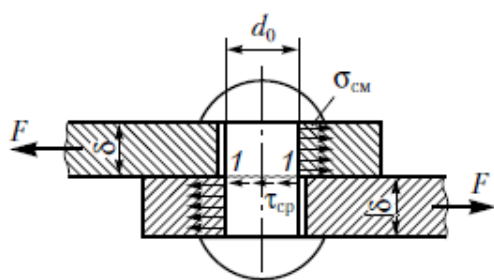
Розрахунок заклепочного шва полягає у визначенні діаметра і числа заклепок.

Основним критерієм роботоздатності клепааних з'єднань є міцність заклепок і листів. Матеріал листа працює на розтяг та зріз, а матеріал заклепки працює на зріз і зминання.

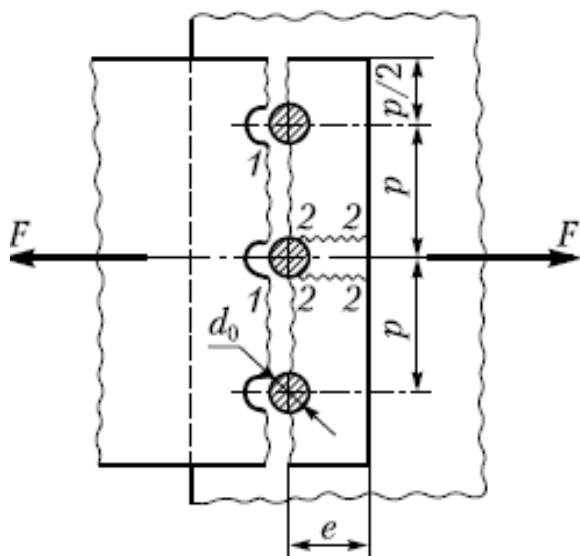
Зазвичай клепаєні з'єднання навантажені поздовжніми силами F , що діють паралельно площині контакту з'єднувальних деталей і намагаються зсунути

одну деталь відносно іншої (рис.2.28). Тому руйнування з'єднання може статися в результаті наступних причин:

- зріз заклепок по перетину 1-1 під дією дотичних напружень (рис.2.28,а);
- зминання отворів деталей, що з'єднуються і заклепок під дією напружень зминання (рис.2.28,а), в результаті чого осі заклепок перекошуються, виникає позацентровий розтягнення і може статися відрив головок від стрижня;
- розрив з'єднаної деталі по перетину, ослабленому отворами під заклепки (рис.2.28,б);
- зріз деталей, що з'єднуються по двом перетинам 2-2 (рис.2.28,б).



а



б

Рисунок 2.28 - Схема напускового заклепкового з'єднання

В процесі клепаки матеріал заклепки осаджується і заповнює отвір, тому розрахунок з'єднання ведуть по діаметру поставленої заклепок (по діаметру d_0 отвору під заклепку). Крім того, передбачається, що навантаження F розподіляється між заклепками шва рівномірно, а сила тертя, що виникає між склепаними деталями, в розрахунку на міцність не враховується.

На рис.2.28 показана розрахункова схема напускового клепаного з'єднання. Зовнішня сила F утворює пару сил, моментом якої, зважаючи на

малість плеча, можна знехтувати. Розрахункові формули на міцність з'єднання мають наступний вигляд:

1 Міцність заклепок на зрізування (рис.2.28,а):

$$\tau_{zp} = \frac{F}{Z \cdot A_{zp}} \leq [\tau_{zp}], \quad (2.17)$$

де $A_{zp} = \frac{i \cdot \pi \cdot d_0^2}{4}$ - площа зрізу заклепки, мм:

Z – кількість заклепок;

i – кількість площин зрізання;

$[\tau_{zp}]$ – допустиме напруження зрізування, Н/мм².

1 Міцність на зминання бічної поверхні заклепки:

$$\sigma_{zm} = \frac{F}{Z \cdot A_{zm}} \leq [\sigma_{zm}], \quad (2.18)$$

де $A_{zm} = d_0 \delta_{\min}$ - площа зминання, мм;

δ_{\min} – мінімальна товщина з'єднувальних деталей, мм;

$[\sigma_{zm}]$ – допустиме напруження зминання, Н/мм².

2 Міцність з'єднаних деталей на розтяг (рис.2.28,б):

$$\sigma_p = \frac{F}{Z \cdot A_p} \leq [\sigma_p], \quad (2.19)$$

де $A_p = (p - d_0) \delta_{\min}$,

p - крок заклепкового шва (відстань між заклепками по довжині шва).

3 Міцність з'єднувальних деталей на зрізування

$$\tau'_{zp} = \frac{F}{Z \cdot A'_{zp}} \leq [\tau'_{zp}] \quad (2.20)$$

де A'_{zp} - мінімальна площа зрізу листа, визначають за формулою

$$A'_{zp} = 2 \left(e - \frac{d_0}{2} \right) \delta_{\min}, \text{ тут довжина перетину 2-2 зменшена на } \frac{d_0}{2}, \text{ оскільки}$$

з початку матеріал зминається на цю величину і потім відбувається зрізування).

Значення допустимих напружень на зріз $[\tau_{zp}]$ і зминання $[\sigma_{zm}]$ залежать від матеріалів заклепок, способу виконання отворів, характеру навантаження і обираються з довідникової літератури. Наприклад, для сталених заклепок (сталі

марок 2, 3) при отворах, що отримують свердленням, приймаються $\tau_{зр}=140$ МПа і $\sigma_{зм}=300$ МПа.

З умови рівномірності з'єднань приймають крок заклепок $p=(3 \dots 6) \cdot d$, відстань між рядами заклепок береться рівною $(2 \dots 3) \cdot d$, де d - діаметр заклепки. На практиці для однорядного шва приймають: $d_0 = 2\delta$, $p = 3d_0$, $e = (1,5 \dots 2)d_0$. Аналогічно отримують співвідношення для визначення d_0 , p , e для інших типів міцних заклепкових швів.

4.3 Пресові з'єднання

4.3.1 Загальні відомості

Пресовим називається з'єднання складових частин виробів з *гарантованим натягом* внаслідок того, що розмір охоплюємої деталі більше відповідного розміру деталі, що охоплює. Особливістю пресових з'єднань є те, що вони здійснюються без додаткових деталей.

Пресові з'єднання передають робочі навантаження за рахунок сил тертя спокою між сполученими поверхнями, які можуть бути циліндричними і конічними. Пресові з'єднання по циліндричних поверхнях мають переважне поширення.

Конічні з'єднання з натягом вважаються перспективними і їх використання розширюється. Переваги таких з'єднань порівняно з циліндричними – це можливість точнішого контролю натягу (за осьовим натягом), порівняна легкість монтажу і демонтажу без використання спеціального обладнання, що дозволяє багато разів складати і розбирати з'єднання. На практиці часто застосовують сполучення пресового з'єднання зі шпонковим або шліцьовим. Якщо з'єднання виконується без шпонок, то конусність деталей приймається 1:50 (рідше 1:100). З'єднання зі шпонками зручні для складання – розбирання і виконуються з конусністю 1:10 і затяжкою з допомогою різьби (кінці валів електродвигунів і редукторів).

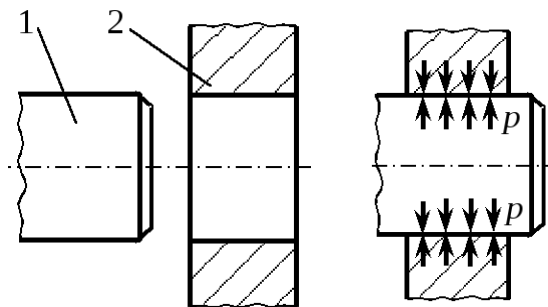
Слід зазначити, що пресові з'єднання займають проміжне положення між нероз'ємними і роз'ємними з'єднаннями, так як допускають нечасто розбирання без порушення цілісності складових частин виробу.

Складання пресових з'єднань здійснюється двома способами:

- запресовуванням (напресовуванням) деталей;
- нагріванням охоплюючої або охолодженням охоплюваної деталі.

Схема утворення пресового з'єднання показана на рис.2.29. Пресові з'єднання застосовуються для з'єднання валів і осей з шківками, зірочками,

зубчастими колесами, підшипниками кочення тощо. Їх часто називають з'єднаннями типу «вал-маточина». У пресових з'єднаннях типу «вал-маточина» передається крутний момент або осьова сила через сили тертя на сполучених поверхнях вала 1 і втулки 2. Потрібний тиск p між цими поверхнями створюється силами пружних деформацій вала 1 і втулки 2, що виникають через натяг.



а

б

1 – вал; 2 – втулка

Рисунок 2.29 - Схема утворення пресового з'єднання:

а – з'єднувані деталі перед запресовкою; б – деталі після запресовки.

Переваги пресових з'єднань: простота та технологічність з'єднання забезпечують йому низьку вартість і можливість використання в масовому виробництві; висока точність центрування деталей і рівномірний розподіл навантаження на всю посадочну поверхню дає змогу застосовувати пресове з'єднання для скріплення деталей у сучасних високошвидкісних машинах.

Недоліки пресових з'єднань: складності збирання і розбирання; наявність високих напружень в деталях при запресовуванні їх та зменшення опору руйнуванню від втоми внаслідок концентрації напружень біля країв отворів.

Значення натягу і відповідно вид посадки з'єднання з натягом визначаються в залежності від необхідного тиску на посадочній поверхні з'єднуваних деталей. Тиск p повинен бути таким, щоб сили тертя, що виникають на посадочній поверхні, цілком протидіяли зовнішнім силам, що діють на деталі з'єднання. Значення натягу невелике і вимірюється мікронами. Для пресових з'єднань деталей рекомендують такі посадки: H7/p6; H7/r6; H7/s6 у системі отвору та N7/h6; P7/h6 у системі вала.

4.3.2 Розрахунок пресового з'єднання

Пресове з'єднання може передавати осьову силу F_a , крутний момент M або їх комбінацію. Зовнішні навантаження врівноважуються силами тертя на

сполучених поверхнях деталей, які створені нормальним тиском p , що виникає із-за натягу δ у з'єднанні.

Умова міцності з'єднання при його навантаженні осьовою силою має вигляд:

$$F_a \leq \pi \cdot d \cdot l \cdot p \cdot f, \quad (2.21)$$

Звідки потрібний тиск на сполучених поверхнях

$$p \geq \frac{F_a}{\pi \cdot d \cdot l \cdot f} \quad (2.22)$$

де f – коефіцієнт тертя;

d та l – відповідно діаметр та довжина посадочної поверхні.

Умова міцності з'єднання при його навантаженні крутним моментом:

$$M \leq 0,5 \cdot \pi \cdot d^2 \cdot l \cdot p \cdot f, \quad (2.23)$$

З цієї умови потрібний тиск на поверхнях з'єднання:

$$p \geq \frac{2M}{\pi \cdot d^2 \cdot l \cdot f} \quad (2.24)$$

Умова міцності з'єднання при одночасному навантаженні осьовою силою F_a і крутним моментом M має вигляд:

$$\sqrt{F_a^2 + F_t^2} \leq \pi \cdot d \cdot l \cdot p \cdot f, \quad (2.25)$$

де $F_t = \frac{2M}{d}$ – колова сила від дії крутного моменту, віднесена до сполучених поверхонь. Потрібний тиск для такого з'єднання буде:

$$p \geq \frac{\sqrt{F_a^2 + F_t^2}}{\pi \cdot d \cdot l \cdot f}. \quad (2.26)$$

По отриманому значенню p визначається розрахунковий натяг з'єднання.

4.4 Паяні та клейові з'єднання

4.4.1 Загальні відомості

По конструкції паяні і клейові з'єднання подібні зварним. Застосування пайки і склеювання в машинобудуванні зростає в зв'язку з упровадженням нових конструкційних матеріалів (наприклад, пластмас) і високоміцних легованих сталей, багато з яких погано зварюються.

Пайка і склеювання – одні з основних видів з'єднань у приладобудуванні, радіоелектроніці, де вони є переважно сполучними, а не силовими з'єднаннями. Широко застосовуються в автомобілебудуванні, літакобудуванні, побутовій і легкій промисловості.

На відміну від зварювання пайка і склеювання дозволяють з'єднувати деталі не тільки із однорідних, але і з неоднорідних матеріалів. При цьому кромки деталей не розплавляються, що дозволяє більш точно витримати їх розміри, а також робити повторні ремонтні з'єднання.

Процеси пайки та склеювання порівняно легко піддаються механізації та автоматизації, що в багатьох випадках приводить до значного підвищення продуктивності праці, зниження маси і вартості конструкцій.

За міцністю паяні та клейові з'єднання поступаються зварним в тих випадках, коли матеріал деталей має достатньо добру зварюваність (за винятком з'єднання тонкостінних елементів типу оболонок, коли є небезпека пропалу деталей при зварюванні).

4.4.2. Паяні з'єднання

Паяння на відміну від зварювання здійснюється без розплавлення з'єднуваних деталей (температура нагрівання не перевищує 1000 °C). Зв'язок між елементами при паянні забезпечується силами молекулярної взаємодії поверхонь деталей із присадним матеріалом – припоєм.

Нагрів припою і деталей при пайці здійснюється паяльником, газовою горілкою, т.в.ч., у термічних печах, зануренням у ванну з розплавленим припоєм та ін.

Для зменшення шкідливого окислювання поверхонь деталей застосовують спеціальні флюси (на основі бури, хлористого цинку, каніфолі), паяють у середовищі нейтральних газів (аргону) або у вакуумі.

Припоями можуть бути як чисті метали, так і сплави. Частіше за інші застосовують сплави на основі олова, міді, срібла.

Конструкції паяних та клейових з'єднань подібні до зварних, а розрахунки цих з'єднань на міцність аналогічні зварним із стиковими швами.

4.4.3 Клейові з'єднання

Створення високоякісних синтетичних клеїв на базі фенольних, епоксидних та інших смол, а також фенол каучукових та інших композицій послужило підставою для більш широкого застосування в машинобудуванні і приладобудуванні клейових з'єднань, здійснюваних за рахунок сил адгезії (сил зчеплення) у процесі затвердіння рідкого клею. Є клейові сполуки з виборчою адгезією до яких-небудь певних матеріалів – спеціальні клеї (наприклад, гумові) або з високою адгезією до різних матеріалів (наприклад, до металів, кераміки, дерева, пластмас та ін.) – універсальні клеї (наприклад, БФ).

У процесі склеювання виконують ряд послідовних операцій: підготовку поверхонь деталей, нанесення клею, збирання з'єднань, витримку при відповідному тиску і температурі.

Міцність клейового з'єднання в значній мірі залежить від товщини клейового шару (рекомендовані значення 0,05...0,15 мм), товщина якого залежить від в'язкості клею і тиску при склеюванні. Клейові з'єднання краще працюють на зсув, гірше на відрив. Тому кращими є з'єднання внапуск. Для підвищення міцності застосовують сполучення клейового з'єднання з різьбовим, зварним і заклепковим.

Якість клейового з'єднання характеризується не тільки його міцністю, але також водостійкістю, теплостійкістю та іншими показниками.

Контрольні запитання до розділу 2

- 1 Якого роду зв'язки можуть існувати між елементами машин?
- 2 Що слід розуміти під терміном з'єднання?
- 3 Які з'єднання деталей машин належать до роз'ємних, а які до нероз'ємних?
- 4 У чому полягає принцип конструкції різьбових з'єднань?
- 3 Які розрізняють типи різі за призначенням і по геометричній формі і які з них є стандартними?
- 4 Які переваги й недоліки різьбових з'єднань?
- 5 За якими ознаками класифікують різі?
- 9 Якими геометричними параметрами характеризується метрична різь?
- 10 Які типи кріпильних різьбових з'єднань застосовують для з'єднання деталей?
- 11 Як розподіляється навантаження по витках при затягуванні різьби?
- 12 Чому для болтів застосовують трикутну різь?
- 13 Чому метричні різь з крупним кроком має переважне застосування?
- 14 Коли застосовують різі з мілким кроком?

- 15 Як розраховується різь?
- 16 Які розрізняють болти і вінти за формою головок і які з них нормалізовані ГОСТами?
- 17 Які гайки, шайби і гієчні замки розрізняють по конструкції і які з них нормалізовані ГОСТами?
- 18 Які пристрої застосовують для розвантаження болта від діючої поперечної сили?
- 20 У яких випадках застосовуються штифтові з'єднання
- 21 Як класифікують штифти?
- 22 Які види навантаження й критерії розрахунку штифтів ?
- 23 Яка конструкція й основне призначення шпонкових з'єднань ?
- 24 Назвіть переваги і недоліки шпонкових з'єднань.
- 25 Як класифікують шпонкові з'єднання?
- 26 Яким шпонками виконується ненапружене шпонкове з'єднання?
- 27 Які види навантаження й критерії розрахунку шпонок ?
- 28 У яких випадках застосовуються шліцьові з'єднання?
- 29 Які види навантаження й критерії розрахунку шліців ?
- 30 Які види з'єднань застосовують для з'єднання типу «вал-маточина» та для з'єднання інших співвісних деталей?
- 31 Які види навантаження зазнають з'єднання типу «вал-маточина» та для з'єднання інших співвісних деталей?
- 32 Як утворюється зварне з'єднання?
- 33 Вкажіть типи зварних швів.
- 34 Класифікація зварних з'єднань за призначенням.
- 35 Як розрахувати стиковий зварний шов?
- 36 Як розраховують кутові зварні шви: лобові, флангові і комбіновані?
- 37 Як розраховують зварний шов, підвержений дії згинального моменту?
- 38 Умова міцності кутового зварного шва.
- 39 Як розраховують зварний шов, що зазнає дію крутного моменту; змінних навантажень?
- 40 Вкажіть типи клепаних з'єднань.
- 41 Які матеріали використовують для виготовлення заклепок?
- 42 Який існує зв'язок між діаметром заклепки і товщиною листа?
- 43 Назвіть види руйнувань заклепкових швів.
- 44 За якими критеріями оцінюють роботоздатність клепаних з'єднань?
- 45 Як розраховують міцні і прочноміцні заклепкові шви?
- 46 Як утворюються з'єднання з гарантованим натягом?
- 47 Переваги та недоліки пресових з'єднань.
- 48 Умова міцності пресового з'єднання при навантаженні його:
 - а) осьовою силою;
 - б) крутним моментом;
 - в) осьовою силою і крутним моментом одночасно.
- 33 Область застосування паяних та клейових з'єднань.
- 34 Від яких факторів залежить міцність паяних з'єднань?

35 Види паяних та клейових з'єднань.

36 Розрахунок паяних та клейових з'єднань.

Розділ 3

ДЕТАЛІ І ВУЗЛИ, ЯКІ ОБСЛУГОВУЮТЬ ОБЕРТОВИЙ РУХ

До типових деталей і вузлів, які обслуговують обертовий рух механічних передач, відносяться вали та вісі, вальниці і механічні муфти.

Блок-схема деталей і вузлів, які обслуговують обертовий рух механічних передач надана на рис.3.1.

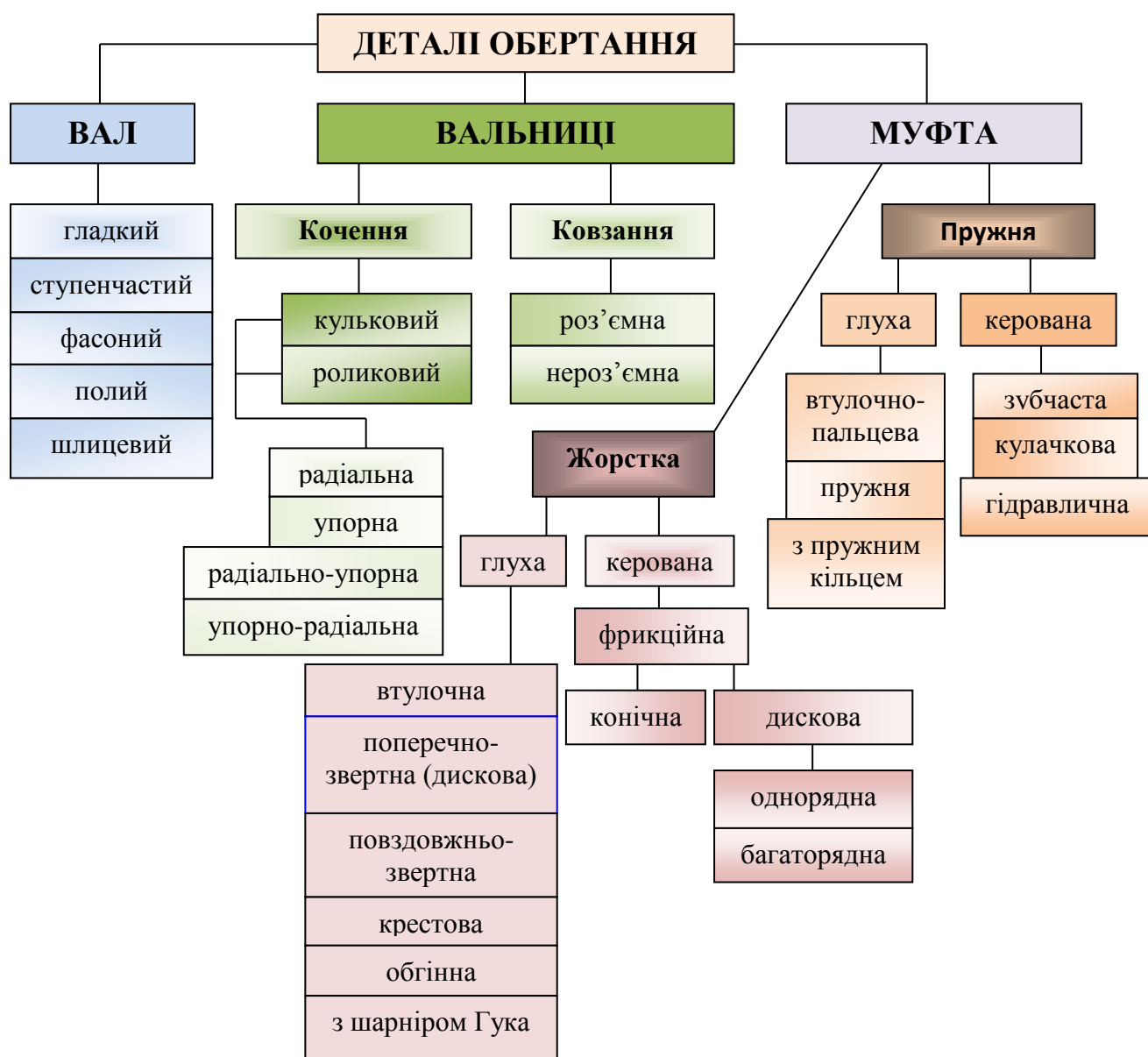


Рисунок 3.1 - Блок-схема деталей обертання

Тема 5

ВАЛИ ТА ВІСІ

5.1 Призначення валів і вісей

Окремі деталі машин (зубчасті колеса, шків, зірочки ланцюгових передач тощо), що здійснюють обертовий рух, розміщують на валах і вісях, які забезпечують для них постійне положення геометричної вісі обертання, рис.3.2.

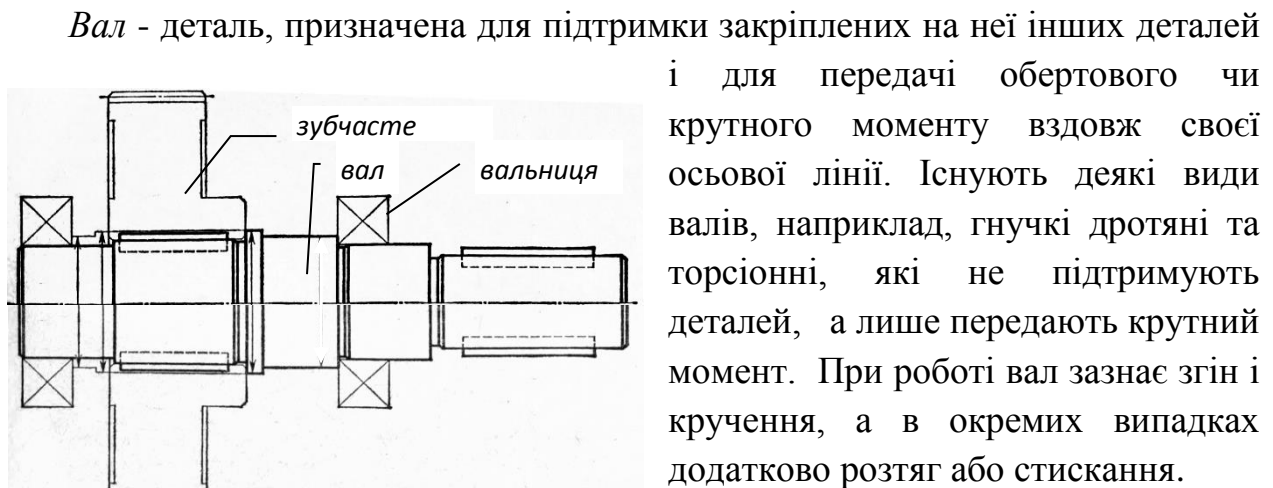


Рисунок 3.2

Вал - деталь, призначена для підтримки закріплених на ній інших деталей і для передачі обертового чи крутного моменту вздовж своєї осьової лінії. Існують деякі види валів, наприклад, гнучкі дротяні та торсіонні, які не підтримують деталей, а лише передають крутний момент. При роботі вал зазнає згин і кручення, а в окремих випадках додатково розтяг або стискання.

Вісь - деталь, яка підтримує інші розташовані на ній деталі без

передавання крутного моменту (на відміну від вала). Вісі зазнають лише деформації згину.


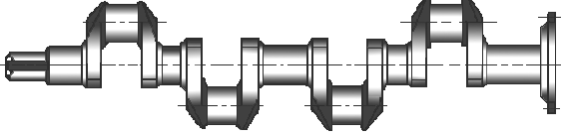

Вісі є окремим випадком валів і можуть бути рухомими та нерухомими, вали – лише рухомими.

Довжина вісей звичайно не перевищує 3 м, а довжина суцільних валів за умовами виготовлення, транспортування і монтажу не повинна перевищувати 7 м.

5.2 Класифікація валів

За призначенням вали ділять на вали механічних передач (на них установлюють деталі передач) і корінні вали (на них установлюють додатково ще й робочі органи машин: шатуни, диски турбін та ін.). В курсі «Деталі машин» розглядаються вали механічних передач.

Найчастіше вали поділяють за *формою повздожньої геометричної вісі* на:

<i>прямі</i>	<i>непрямі або колінчасті</i> (повздожня геометрична вісь розділена на декілька відрізків, паралельних між собою і зміщених відносно один до одного в радіальному напрямку)	<i>гнучкі</i> (повздожня геометрична вісь є лінія змінної кривини, яка може змінюватися в процесі роботи механізму чи при монтажно-демонтажних робіт).
		

Вісі, як правило, виготовляють прямими.

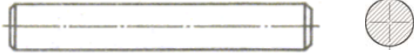

Прямі вали класифікують за наступними ознаками:

- *за конструкцією:*

<i>гладкі</i> (мають однаковий діаметр по всій довжині)	<i>ступінчасті</i> (мають ділянки, які відрізняються одна від одної діаметрами)	з нарізаними на них <i>зубчастими віnciaми</i> (вал-шестірня, вал-черв'як)
		

Ступінчаста форма сприяє рівній напруженості окремих ділянок, спрощує виготовлення і встановлення деталей на валу, дозволяє виконувати осьову фіксацію деталей і поділити та реалізувати технічні вимоги на виготовлення вала за поверхнями щодо точності та шорсткості. Форма валу визначається розподілом згінних та крутних моментів по його довжині. Правильно спроектований вал уявляє собою балку рівного опору.

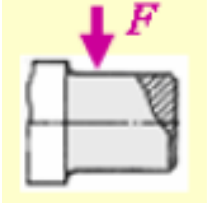
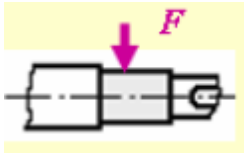
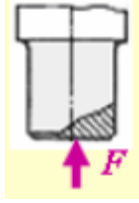
- *за видом поперечного перерізу:*

<i>суцільні</i>	<i>порожнисті</i> (застосовуються для зменшення маси (наприклад, якщо відношення внутрішнього діаметру вала до зовнішнього $d_o/d = 0,5 \dots 0,6$, то його маса зменшується на 22-30 %) і для розміщення в них інших деталей)
	

5.3 Основні конструктивні елементи валів і вісей

Вздовж вала чи вісі розрізняють такі ділянки (конструктивні елементи): *опорні ділянки*; *несучі ділянки*, на яких закріплюють обертові деталі (зубчасті колеса, шків, зірочки ланцюгових передач тощо); *перехідні ділянки*, які з'єднують опорні ділянки з несучими.

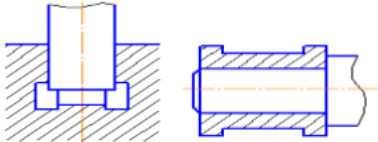
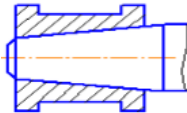
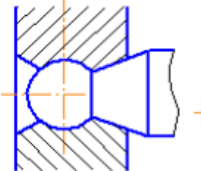
Опорні ділянки вала чи вісі називають *цапфами*. Розрізняють 3 види цапф:

<i>шип</i>	<i>шийка</i>	<i>п'ята</i>
кінцева цапфа, сприймає радіальну силу	проміжна цапфа, сприймає радіальну силу	кінцева цапфа, сприймає осьову силу
		

Шипи і шийки опираються на вальниці, опірною частиною для п'яти є підп'ятник.

За формою цапфи можуть бути:

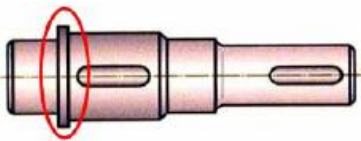
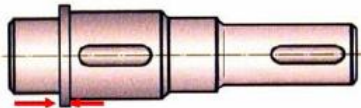
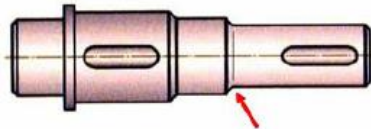
Цапфи валів, що працюють у вальницях ковзання, можуть бути:

циліндричні	конічні	Сферичні
		

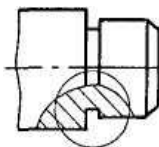
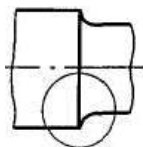
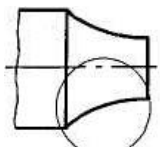
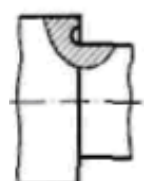
Цапфи валів і вісей, які працюють в вальницях кочення, майже завжди циліндричні, а в вальницях ковзання – циліндричні, конічні або сферичні.

Конічні цапфи використовують для регулювання зазорів у вальницях, а інколи й для осьової фіксації вала. Сферичні цапфи, дуже обмежено (через складність виготовлення) застосовують у разі значних кутових переміщень вала чи вісі.

Перехідними ділянками між двома ступенями різних діаметрів валів є:

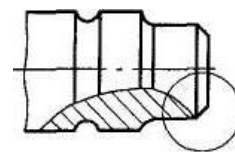
<i>буртик</i>	<i>запечик</i>	<i>галтель</i>
кільцеве стовщення валу, яке складає з ним одне ціле і призначене для обмеження осьового переміщення самого валу або закріплених на ньому деталей	перехідна поверхня від меншого діаметру валу до більшого, яка служить для упирання насаджених на вал деталей	перехідна поверхня від циліндричної частини валу до запечика, виконана без відділення матеріалу з циліндричної торцевої поверхні.
		

Конструктивні різновиди перехідних ділянок між ступенями валів і вісей виконують:

<i>із канавкою</i> (заглиблення малої довжини на циліндричній поверхні валу, виконане по радіусу до вісі валу (для виходу шліфувального круга)	<i>з галтеллю :</i>		
	постійного радіусу	змінного радіусу	з піднутренням (з галтеллю, заглиблену за плоску частину запечика)
			

Галтель призначена для зниження концентрації напружень в перехідній зоні, що в свою чергу призводить до збільшення втомної міцності валу.

Для полегшення процесу збирання, пошкодження рук робітників від порізів гострими кромками, надання виробам естетичного вигляду торці валів і вісей роблять з *фаскою* – тобто з конічними або плоскими зрізами гострих кромek деталей.



Перехідні ділянки валів і вісей – це місця різкої зміни форми і зони максимального напруження в перерізі вала, тому їх називають *концентраторами напружень*. Для зменшення концентрацій напружень і підвищення міцності, місця зміни діаметрів валів і вісей роблять плавними.

5.4 Матеріали валів та вісей

Заготівки валів: $\varnothing \leq 150$ - круглий прокат, $\varnothing > 150$ мм – поковки.

Для виготовлення валів (осей) використовують сталі вуглецеві (переважно 30, 40, 45 і 50) і леговані (40Х, 40ХН, 40ХНМА та ін.) у вигляді прокату або поковок. Вид термічної обробки – покращання. Вали, які працюють у парі з вальницями ковзання, а також шліцьові вали виготовляють зі сталей марок 20Х, 20ХН із цементацією і подальшим загартовуванням.

5.5 Критерії роботоздатності і розрахунок валів і рухомих вісей

Вали і рухомі вісі при роботі зазнають циклічні змінні напруги. Практикою встановлено, що руйнування валів і вісей швидкохідних машин у більшості випадків має втомний характер. Іноді мають місце поломки і від нестачі статичної міцності при одиничних пікових навантаженнях. Вали, що мають значні (порівняно з діаметром) відстані між опорами, можуть бути недостатньо жорсткими в поперечному напрямку. Це може спричинити порушення геометрії зачеплень зубчастих коліс, заклинювання валів в опорах або недопустимі поперечні коливання валів. В силу цього, *основними критеріями працездатності валів і рухомих вісей є втомна міцність і жорсткість*. Міцність оцінюється *коефіцієнтом запасу втомної міцності*, а жорсткість – *величиною прогину під дією робочих навантажень, кутами повороту або закручування поперечних перетинів під дією крутного моменту в місцях встановлення деталей (частіше опірних перетинів цапф)*. Крім того, їх розраховують на вібростійкість.

Основними розрахунковими силовими чинниками є крутні T і згинальні M моменти. Вплив розтягуючих і стискаючих сил, як правило, невеликий і в більшості випадків не враховується.

При розрахунку вала вважають, що нормальні напруження в ньому змінюються за симетричним циклом. Дотичні напруження приймають змінними за пульсуючим циклом, а при частому реверсі – за симетричним знакозмінним.

Розрахунок валів і рухомих вісей виконують у кілька етапів:

- *проектний розрахунок* проводять на статичну міцність з метою орієнтовного визначення діаметрів валу; він необхідний для розробки його конструкції;
- *перевірочний розрахунок* валів проводять на опір втоми і жорсткість.

В деяких випадках до цих трьох етапів розрахунку додаються інші, наприклад, для швидкохідних валів виконують розрахунок на коливання

(розрахунок вібраційної стійкості); для валів, які працюють у парі з вальницями ковзання, важливо забезпечити зносостійкість цапф; для валів, що працюють в широкому температурному діапазоні, - розрахунок теплових деформацій, теплостійкості і ін..

5.5.1 Проектний розрахунок валів

Проектний розрахунок виконують *на статичну міцність за передавальним крутним моментом T* .

Проектний розрахунок виконують тільки на кручення, оскільки згинальний момент невідомий, тому що невідомо розташування опор та місця прикладення навантаження.

При цьому розрахунку визначається мінімальний зі всіх діаметр валу d (для швидкохідного і тихохідного валів редуктора - діаметри вихідних кінців, а для проміжних валів – діаметр вала під шестірнею), а з метою компенсації неврахованих згинних навантажень та інших факторів (концентраторів напружень), які впливають на міцність валу, приймають занижені значення припустимих дотичних напружень $[\tau] = 15 - 25$ МПа:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{T}{0,2[\tau]}}. \quad (3.1)$$

Отриманий діаметр валу округлюють до найближчого більшого значення з ряду нормальних лінійних розмірів за ГОСТ 6636-69 (мм: 22, 24, 25, 26, 28, 30, 32, 34, 36, 38, 40, 42, 45, 48, 50, 53, 56, 60, 63, 67, 71, 75, 80, 85, 90, 95, 100, 105, 110, 120, 125, 130, 140, 150, 160, 170, 180, 190, 200, 210, 220, 240, 250, 260, 280).

Діаметр вхідного кінця вала редуктора можна прийняти рівним або близьким до діаметра вихідного кінця електродвигуна.

Діаметри інших ступенів і довжину ділянок вала установлюють при компонованні з урахуванням конструктивних і технологічних особливостей вузла (конструктивної розробки).

5.5.2 Перевірочний розрахунок валів

Перевірочний розрахунок валів проводять на опір втоми і жорсткість, для швидкохідних валів додатково на вібростійкість. Його проводять після повного конструктивного оформлення валу на основі проектного розрахунку, вибору вальниць, розрахунку з'єднань, які задіяні в передачі обертового моменту, розробки різноманітних конструктивних елементів, пов'язаних з фіксацією і

регулюванням встановлених на валу деталей, призначення виду механічної обробки і якості поверхонь окремих ділянок.

Перевірочний розрахунок валу виконують по його розрахунковій схемі. При її складенні вали розглядають як прямі балки на шарнірних опорах, які навантажені поперечними та осьовими силами, що виникають у зачепленні й установлених на них зубчастих коліс, від натягу віток пасової чи ланцюгової передачі, від дії власної ваги шківів, барабанів та інших установлених на валу деталей.

5.5.3 Уточнений розрахунок валів на опір втоми

Перевірочний розрахунок на опір втоми (витривалість) проводять за коефіцієнтом запасу міцності S в можливих небезпечних перетинах.

При розрахунках враховують:

- характер зміни напружень,
- вплив абсолютних розмірів,
- вплив концентрації напружень,
- вплив шорсткості поверхні й поверхневого зміцнення.

Уточнений розрахунок валів на витривалість є основним розрахунком і зводиться до визначення запасу втомної міцності S , який ще називають коефіцієнтом безпеки за опором втоми, і порівняння його з допустимим $[S]$:

$$s = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} \geq [s] \approx 1,5 \dots 2,6 \quad (3.2)$$

де S_σ , S_τ - коефіцієнти запасу втомної міцності за нормальними і дотичними напруженнями відповідно.

Допустимий запас міцності $[S]$ залежить від точності складання розрахункової схеми, ступеня відповідальності вала та однорідності матеріалу.

5.5.4 Розрахунок валів на жорсткість

Вали зазнають згинальних і крутильних деформацій. Переміщення (лінійні та кутові) при цих деформаціях впливають на роботу вальниць і передач (більшою мірою зубчастих, черв'ячних і меншою – ланцюгових, пасових).

Жорсткість валів характеризується параметрами: прогином вала y , кутом повороту поперечного перерізу θ (при згині), рис.; кутом скручування φ (крутильна жорсткість). Ці параметри визначаються звичайними методами опору матеріалів.

Прогини валів зубчастих передач спричиняють взаємний нахил коліс і концентрацію навантаження по довжині зубця, зміну міжосьової відстані.

Поворот поперечних перерізів може спричиняти защемлення тіл кочення в підшипниках. Кут закручування вала може вплинути на точність роботи машини (гвинторізні і зуборізні верстати, ділильні машини тощо).

Мета розрахунку – визначити пружні переміщення, які відповідають виду деформації, і порівняти їх із допустимими значеннями, тобто перевірити забезпечення умов жорсткості вала:

$$y \leq [y], \quad \theta \leq [\theta], \quad \varphi \leq [\varphi].$$

Для більшості валів приводів крутильна жорсткість не перевіряється.

Припустимий прогин під зубчастими колесами $[y] = (0,01-0,03)t$, конічними і глобоїдними - $[y] = (0,005-0,007)t$, де t – модуль передач; величина прогинів для валів загального призначення $[y] = (0,0002-0,0003)l$, де l – відстань між опорами.

Припустимий кут перекосу зубчастих коліс і опор ковзання $[\theta] = 0,001$ рад., зі сферичними кульковими вальниками $[\theta] = 0,05$ рад., для радіальних роликів вальниць $[\theta] = 0,0025$ рад., для конічних роликів вальниць $[\theta] = 0,0016$ рад..

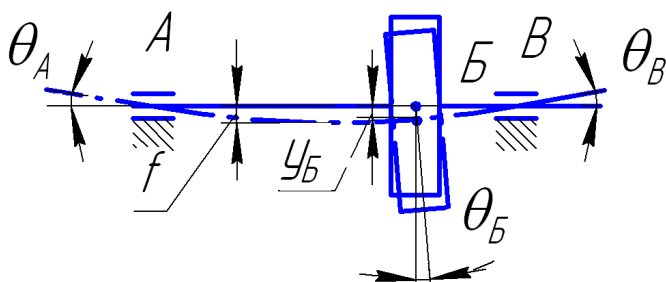


Рисунок 3.3 – Деформація вала при вигині.

5.5.5 Розрахунок валів на вібростійкість

Задача розрахунку валів на вібростійкість полягає у визначенні частот власних коливань з метою запобігання резонансу

Коливання валів пов'язані з періодичними змінами жорсткості опор і деталей передач, а також навантаження, що передається; невірноваженістю обертових мас; нерівномірністю розподілу сил у зоні з'єднання валів з іншими деталями.

Найхарактернішими коливаннями валів є поперечні згинальні, крутильні та згинально-крутильні.

Задача розрахунку на вібростійкість зводиться до визначення діапазону робочих кутових швидкостей валів, при яких амплітуди коливань A не будуть перевищувати допустимі $[A]$:

$$A \leq [A].$$

Іншими словами, задача розрахунку на вібростійкість зводиться до визначення критичних, резонансних частот обертання вала, при яких його експлуатація заборонена.

Тема 6

ВАЛЬНИЦІ

6.1 Призначення опор валів і вісей та їх класифікація

Опорами валів і рухомих вісей є *вальниці* (підшипники). Вальниці сприймають прикладені до валу чи вісі сили і передають їх на корпус машини, забезпечують їм задане положення і можливість обертання при мінімальних втратах на тертя.

Вальниця – збірний вузол, призначений для підтримування вала, закріплення на осі чи іншої конструкції у зафіксованому розташуванні, що забезпечує обертання, хитання чи гойдання або лінійне переміщення з найменшим опором, а також для сприйняття й передавання навантаження на інші частини конструкції.

До 2003 року у конструкторській документації використовувався термін «підшипник», який було визначено як недопустимий у ДСТУ 3321-2003. З огляду на це дублетний термін *підшипник* є застарілим. Тому використовують термін *вальниця*.

Вальниця – збірна одиниця.

Класифікація вальниць:

За видом тертя:

- *вальниці ковзання* (у яких опорна ділянка вала ковзає по поверхні вальниці);
- *вальниці кочення* (у яких тертя ковзання замінюють тертям кочення за допомогою установа шарики або роликів між опорними поверхнями вальниці і вала);

За напрямком силового навантаження, яке сприймається вальницею:

- *радіальні вальниці* сприймають навантаження, спрямовані перпендикулярно вісі обертання;

- *упорні вальниці* сприймають навантаження, спрямовані паралельно вздовж осі обертання (упорні вальниці, які встановлюються на вертикальних валах, називаються *підп'ятниками*);
- *радіально-упорні вальниці* сприймають одночасно радіальні й осьові навантаження, при цьому величина радіального навантаження звичайно істотно більша за осьову;
- *упорно-радіальні вальниці* також як і попередні сприймають і радіальне і осьове навантаження, но в цьому випадку величина радіального навантаження значно менш за осьове.

6.2 Вальниці ковзання

6.2.1 Загальні відомості

Вальниці ковзання – це опори обертових деталей, які працюють в умовах ковзання поверхні цапфи по поверхні вальниці.

Найпростішою вальницею ковзання можна вважати втулку, посаджену на вал із гарантованим зазором, в якому повинно перебувати мастило.

За конструкцією вальниці ковзання бувають дуже різноманітні. У найпростішому вигляді вальниця ковзання (рис.3.4) складається з корпусу 1 та вкладиша 2, який розміщують і фіксують у корпусі. Взаємодія опорної цапфи вала з вальницею відбувається через вкладиш та шар мастила між їхніми поверхнями. Для подачі мастила у корпусі і у вкладиші вальниці передбачається отвір та пази. Основними розмірами вальниць ковзання є діаметр підшипника d та його довжина l .

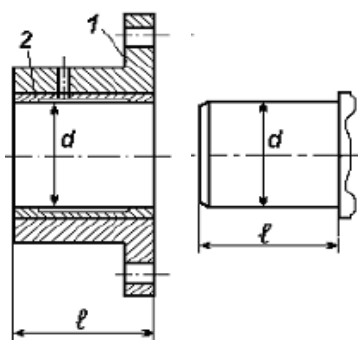
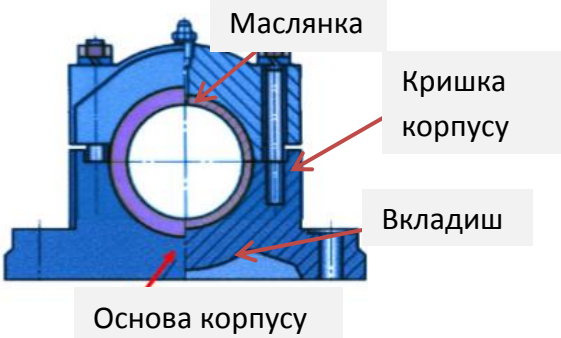
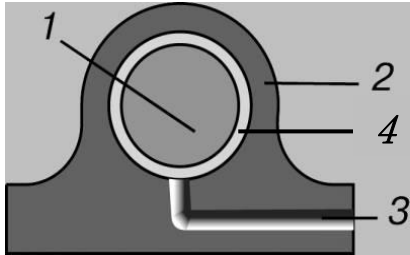


Рисунок 3.4 – Вальниця ковзання

6.2.2 Класифікація вальниць ковзання

За конструкцією вальниці ковзання поділяють на:

роз'ємні	нероз'ємні (глухі)
 <p>Складається з основи і кришки корпусу, роз'ємного вкладиша, мастильного пристрою і болтового чи шпильового з'єднання основи з кришкою.</p> <p>Основне застосування - в загальному й особливо у важкому машинобудуванні; полегшують монтаж валів.</p>	 <p>Складається з корпусу 2 з циліндричним отвором, в який вставляється втулка-вкладиш 4. Шейка вала (цапфа) 1 входить в отвір втулки вальниці із зазором, в який через спеціальний канал подачі мастильного матеріалу 3 подається мастило для зменшення тертя.</p> <p>Застосовують при малій швидкості ковзання з перервами в роботі (механізми керування й ін.).</p>

Нормальна робота вальниць ковзання можлива лише за наявності шару мастильного матеріалу достатньої товщини в зазорі між поверхнями цапфи вала і вкладишем. Наявність шару мастила між робочими поверхнями може бути забезпечена лише надлишковим тиском. Отже, за принципом утворення під'ємної сили в мастильному шарі вальниці ковзання поділяють на:

- *гідродинамічні* – надлишковий тиск в мастильному шарі створюється за рахунок затягання мастила в клиновий зазор при обертанні цапфи, тобто цапфа діє подібно насосу, нагнітаючи масло в зазор;
- *гідростатичні* - тиск створюється внаслідок подачі мастила відповідною помпою.

Вальниці ковзання гідродинамічного тертя набули значного поширення в техніці. Принцип роботи цих вальниць пояснюється гідродинамічною теорією змащення, згідно з якою рідкі мастильні матеріали – масла завдяки своїм властивостям (маслянистості та динамічній в'язкості) здатні утворювати на спряжених поверхнях цапфи і вкладишів тонкі плівки, чинити опір зміщенню одного шару рідини відносно іншого та утворювати піднімальні сили в рідинному шарі.

Мащення є однією з основних умов надійної роботи вальниці і забезпечує: низьке тертя, розділення рухомих частин, тепловідведення, захист від шкідливої дії навколишнього середовища.

Мастила бувають:

- *рідинні* (мінеральні і синтетичні мастила, вода для неметалевих вальниць);
- *пластичні* (на основі літієвого мила і кальцію сульфоната та ін.);
- *тверді* (графіт, дисульфід, молібден та ін.);
- *газоподібні* (різні інертні гази, азот та ін.).

Існує три режими мащення вальниць ковзання:

- *граничний*, при якому між поверхнями тертя створюється тонка мастильна плівка, при цьому відбувається контактування великої кількості мікронерівностей вала і вкладиша;
- *змішаний* – з підвищенням швидкості обертання мастильний шар між валом і вкладишем збільшується, при цьому відбувається контакт невеликої кількості мікронерівностей поверхонь;
- *гідродинамічний* (рідинне тертя) , при якому товщина мастильної плівки забезпечує обертання вала і вкладиша без дотику мікронерівностями їх поверхонь; забезпечується при великій швидкості обертання.

6.2.3 Переваги і недоліки вальниць ковзання

<i>Переваги</i>	<i>Недоліки</i>
1 Надійно працюють у високошвидкісних приводах (вальниці кочення в цих умовах мають низьку довговічність). 2 Здатні сприймати великі ударні і вібраційні навантаження внаслідок дії масляного шару, що демпфірує. 3 Працюють безшумно. 4 Мають порівняно малі радіальні розміри . 5 Роз'ємні вальниці допускають установку їхній на шийки колінчатих валів; при ремонті не вимагають демонтажу муфт, шківів і т.д. 6 Мають відносно просту конструкцію .	1 Потребують постійного контролю за наявністю і якістю мастила. 2 Мають порівняно великі осьові розміри. 3 Мають значні втрати на тертя в період пуску і при недосконалому змащенні. 4 Велика витрата мастильного матеріалу.

6.2.4 Застосування вальниць ковзання

Вальниці ковзання в сучасному машинобудуванні не так поширені як вальниці кочення. Однак за деякими своїми позитивними характеристиками вони в деяких випадках мають переважне, або однакове використання з вальницями кочення. Вони застосовуються у таких випадках:

- для опор валів ($\omega > 500$ рад/с), у режимах роботи яких довговічність вальниць кочення досить низька;
- для валів та осей, які потрібно досить точно змонтувати і забезпечити незмінне положення осі обертання при роботі пристрою.
- для валів великого діаметру, де неможливо підібрати стандартні вальниці кочення;
- у випадках, коли вальниці повинні бути роз'ємними (наприклад, для опор колінчастих валів);
- при роботі вальниць у воді або агресивних середовищах;
- при потребі малих діаметральних розмірів вальниць, наприклад для близько розташованих валів.
- для економії засобів та конструктивного спрощення в тихохідних валах та невідповідальних механізмах.

КПД вальниць ковзання $\eta = 0,95 \dots 0,99$.

6.2.5 Матеріали вальниць ковзання

До матеріалу вкладиша пред'являються такі умови:

- 1) малий коефіцієнт тертя і високий опір заїданню в періоди відсутності режиму рідинного тертя (пуски, гальмування і т.п.);
- 2) достатня зносостійкість поряд зі спроможністю до прироблення; зносостійкість вкладиша повинна бути нижче зносостійкості цапфи, тому що заміна вала обходиться значно дорожче, ніж заміна вкладиша;
- 3) досить високі механічні характеристики й особливо високий опір крихкому руйнуванню при дії ударних навантажень.

Вкладиші виготовляють з найрізноманітніших вальничних матеріалів: бронзи, чавуну, бабіту, пластмаси, металокераміки тощо. З метою підвищення міцності вальниць, особливо при змінних і ударних навантаженнях, застосовують так називані біметалічні вкладиші, у яких на сталеву основу наплавляють тонкий шар антифрикційного матеріалу — бронзи, срібла, сплаву алюмінію тощо. Біметалічні вальниці мають високу навантажувальну спроможність.

Корпусу вальниць звичайно виготовляють з чавуна.

Втулки вальниць і вкладиші роз'ємних вальниць ковзання стандартизовані.

6.2.6 Розрахунки вальниць ковзання

6.2.6.1 Види відмов підшипників ковзання

В практиці експлуатації вальниць ковзання спостерігаються такі основні види відмов:

- 1) спрацювання (у тому числі абразивне), яке спостерігається при частих пусках і зупинках, а також у разі недостатньої захищеності від потрапляння абразивів;
- 2) схоплювання через незабезпеченість потрібного теплового режиму і при малих зазорах;
- 3) поломки вкладишів, утомне викришування та відшаровування заливки вкладишів при змінному навантаженні.

6.2.6.2 Критерії працездатності

Критерії розрахунків вальниць ковзання залежать насамперед від характеру тертя в вальниці.

Основний критерій працездатності підшипників ковзання – зносостійкість. Тому цапфа та вкладиші повинні утворювати антифрикційну пару.

Спочатку виконують умовні розрахунки підшипників, а потім – уточнені гідродинамічні та теплові.

Обмежимося розглядом умовних розрахунків.

Умовні розрахунки підшипників ковзання виконують, якщо режим рідинного тертя не може бути забезпеченим. Такі наближені розрахунки запобігають інтенсивному спрацюванню, перегріванню та заїданню підшипників. При цих розрахунках обмежується тиск p у підшипниках та параметр pv . Обмеження тиску p гарантує не видавлювання мастила, а обмеження параметру pv – нормальний тепловий режим і відсутність заїдання.

Розрахункові умови записують у такому вигляді:

$$p = \frac{F_r}{dl} \leq [p] , \quad (3.3)$$

$$pv \leq [pv] , \quad (3.4)$$

де F – радіальне навантаження на підшипник,

d – діаметр цапфи,

l – довжина підшипника,

$v=0,5\omega d$ - швидкість ковзання або окружна швидкість цапфи, що обертається з кутовою швидкістю ω .

При високих швидкостях ковзання і невеликих тисках можливе підвищення температури. У такому разі обмежують швидкість ковзання за умовою:

$$v \leq [v] \quad (3.5)$$

Допустимі значення тиску $[p]$, параметра $[pv]$ та швидкості ковзання $[v]$ наведені в довідниках.

6.3 Вальниці кочення

6.3.1 Загальні відомості

Вальниці кочення працюють на використанні принципу тертя кочення.

Вальниці кочення широко поширені у всіх галузях машинобудування. Вони стандартизовані і виготовляються в масовому виробництві на ряді великих спеціалізованих заводів.

Вальниця кочення є готовий вузол, основними елементами якого, як правило, є 4 елементи (рис.3.5): *зовнішнє кільце 1*, звичайно встановлюється в корпусі і тому нерухоме; *внутрішнє кільце 3*, звичайно насаджене на цапфу вала і обертається разом з нею; *тіла кочення 2* (кульки, ролики), які котяться по желобам кілець – доріжкам кочення зовнішнього і внутрішнього кілець; *сепаратор 4*, який утримує і розділяє тіла кочення. Відносне обертання внутрішнього кільця відносно зовнішнього забезпечується за рахунок тіл кочення між кільцями. Крім зазначених, можуть бути інші конструктивні елементи.

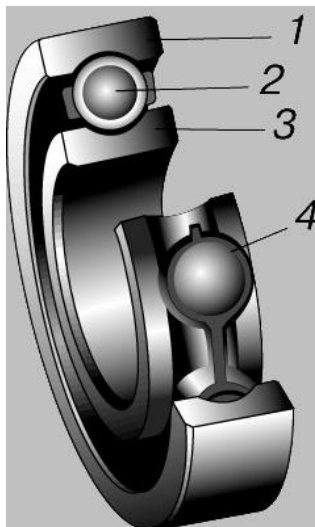


Рис.3.5 – Основні елементи вальниці кочення

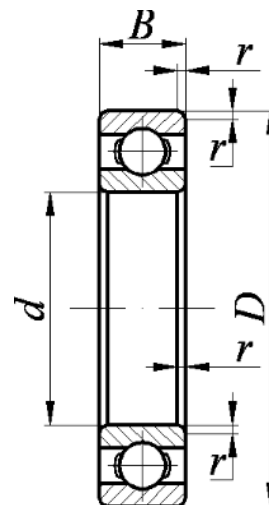


Рис.3.6 – Основні розміри вальниць кочення

В деяких випадках для зменшення радіальних розмірів одне чи обидва кілець вальниці можуть бути відсутніми; в цих випадках тіла кочення переміщуються безпосередньо по канавкам вала чи корпусу.

Вальниці кочення виготовляють у великому діапазоні типорозмірів з зовнішнім діаметром від 2 мм до 2,8 м і масою від долей грама до декількох тон.

До основних розмірів найбільш розповсюджених вальниць належать внутрішній діаметр d , зовнішній D і ширина вальниці B , рис.3.6. Важливим розміром вальниць є також розмір фасок r на кільцях (ГОСТ 3478-79 (СТ РЕВ 402-76)). Цей розмір необхідно враховувати при конструюванні елементів опор валів з вальницями кочення.

6.3.2 Класифікація вальниць кочення

Усі конструкції вальниць кочення класифікуються за ознаками, покладеними в основу ГОСТ 3395-89 – «Подшипники качения. Типы и конструктивные исполнения».

Класифікація вальниць кочення здійснюється на основі таких ознак:


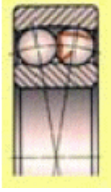

- за формою тіл кочення:

кулькові	роликові					
	з циліндричними короткими роликами	з циліндричними довгими роликами	з голчастими роликами	із витими роликами	конічні	з бочкоподібними роликами
						

Кулькові вальниці швидкохідніші та дешевші від роликових, які мають вищу навантажувальну здатність, потребують жорстких валів і самі більш жорсткі, ніж кулькові.

Голчасті вальниці використовують при дуже стиснених радіальних габаритах; колових швидкостях вала до 5 м/с; коливальних рухах (муфти карданних валів, поршневі пальці).

- кількістю рядів тіл кочення:

Однорядні	дворядні	багаторядні
		

- *за здатністю компенсувати перекоси валів: самоустановлювальні і несамоустановлювальні.* Самоустановні вальниці допускають перекоси кілець до 2-3о , завдяки чому можуть працювати при збільшених деформаціях валів і при не співвісному розміщенні отворів під вальниці в окремих опорах вала;
- *за габаритними розмірами — на серії.* Для кожного типу вальниці при тому самому внутрішньому діаметрі маються різні серії, що відрізняються розмірами кілець і тіл кочення. У залежності від розміру зовнішнього діаметра вальниці серії бувають: *надлегкі, особливо легкі, легкі, середні і важкі.* У залежності від ширини вальниці серії підрозділяються на особливо *вузькі, вузькі, нормальні, широкі й особливо широкі;*
- *за класами точності (ГОСТ 520-89 «Подшипники качения. Общие технические условия») :* 0 (нормальний клас), 6 (підвищений), 5 (високий), 4 (особливо високий), 2 (надвисокий). Від точності виготовлення в значній мірі залежить працездатність підшипника, але одночасно зростає його вартість.

6.3.3 Матеріали вальниць кочення

Усі вальниці кочення виготовляють з високоміцних підшипникових сталей з термічною обробкою, що забезпечує високу твердість.

Тіла кочення і кільця – сталі марок ШХ 15,Ш 20СТ.

Великий вплив на працездатність вальниці має якість сепаратора. Установлення сепаратора значно зменшує втрати на тертя. Більшість сепараторів виконують штампованими зі сталевій стрічки. При підвищених колових швидкостях (більш 10...15 м/с) застосовують масивні сепаратори з латуні, бронзи, дюралюмінію або пластмаси.

6.3.4 Мащення вальниць кочення

Мащення істотно впливає на довговічність вальниць: зменшує тертя, знижує контактні напруження, захищає від корозії, сприяє охолодженню вальниці. Вальниці змащують рідкими або пластичними мастилами відповідним способом. Рідкі мастила: зануренням, розбризкуванням, мастильним туманом або краплинним способом. При змащуванні зануренням рівень мастила не повинен бути вище центра нижнього тіла кочення вальниці. Пластичні мастила закладають у гнізда корпусів на 0,3...0,6 їхнього об'єму, використовують у важкодоступних місцях, у забрудненому середовищі.

6.3.5 Умовні позначення вальниць

Усі вальниці кочення стандартизовані, а відомості про них є в навчальній та довідковій літературі (каталоги підшипників кочення).

У світі існує кілька систем позначень. Серед них ISO 492–86, ISO 199–79, ГОСТ 3189–89 «Подшипники шариковые и роликовые. Система условных обозначений».

Вітчизняна система позначень вальниць базується на ДСТУ 520–2014 «Підшипники кочення. Загальні технічні умови» і встановлена за наступними ознаками:

- внутрішній діаметр вальниці;
- серія вальниці;
- тип вальниці;
- конструктивна різновидність.

Вальниці кочення мають буквено-цифрові умовні позначення.

Позначення вальниць – це комбінація цифр та букв сумісно з товарним знаком заводу-виробника (рис.3.7).

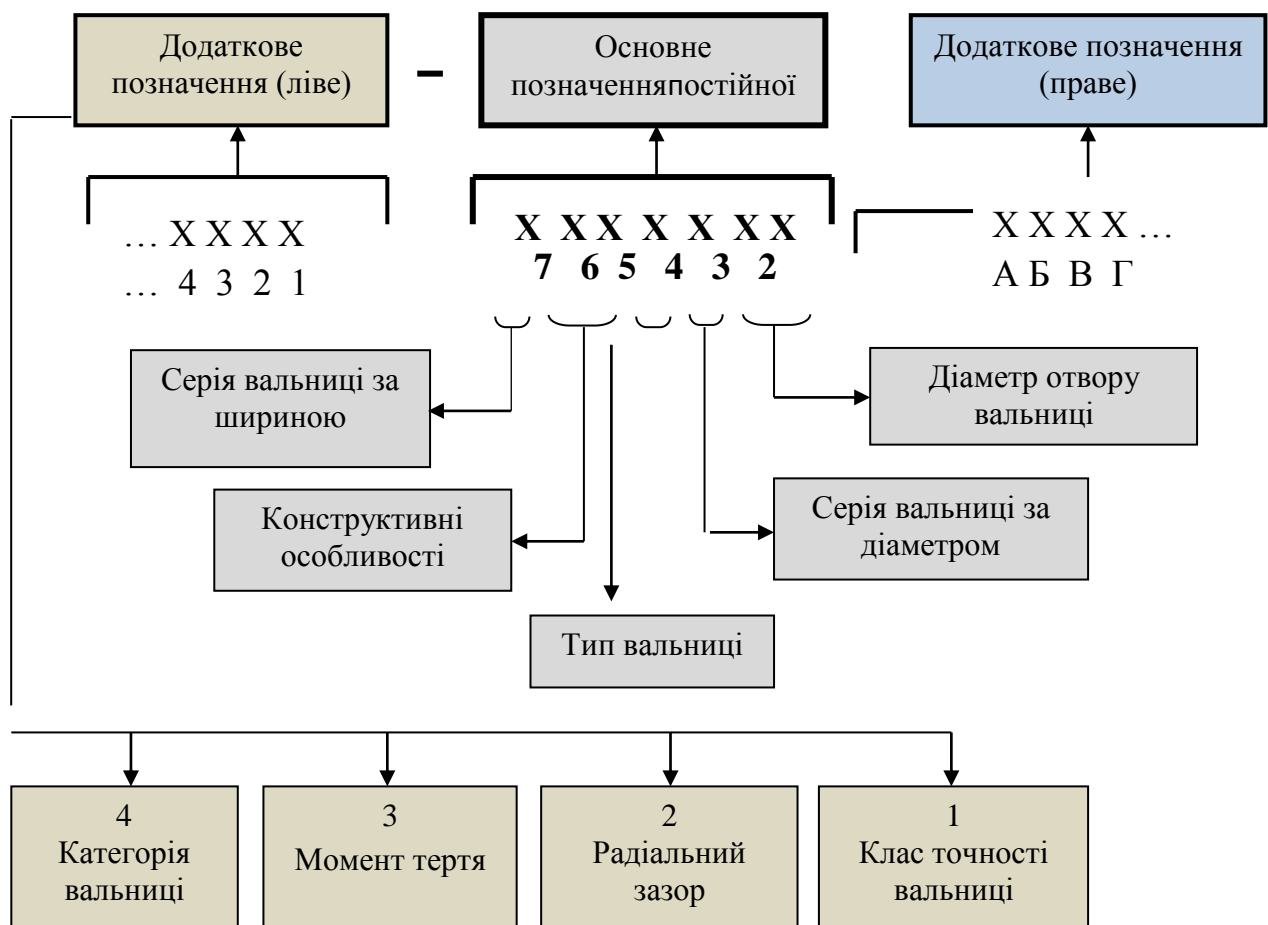


Рис.3.7 – Основне та додаткові позначення підшипників кочення

Умовні позначення вальниць кочення складаються із основного і додаткових позначень, які можуть бути розташовані праворуч і ліворуч від основного умовного позначення. Умовні позначення наносяться на торцях кілець вальниць.

Основне умовне позначення вальниці має сім цифр (якщо його деякі характеристики відсутні, то це може бути дві цифри), а додаткові позначення проставляють зліва і/або праворуч від основного. У першому випадку таке позначення відокремлюють знаком тире (-), а в другому воно завжди починається з якої небудь букви.

Дві перші цифри, рахуючи справа, означають умовно внутрішній діаметр вальниць, до того ж для всіх вальниць із внутрішнім діаметром $d = 20 \dots 495$ мм ці дві цифри означають частку від ділення діаметра (мм) на 5. Так, вальниця 7308 має $d = 40$ мм. Для вальниць із внутрішнім діаметром до 9 мм перша цифра праворуч показує фактичний розмір внутрішнього діаметра, мм. Внутрішні діаметри 10; 12; 15 і 17 мм позначають двома цифрами 00; 01; 02 і 03 відповідно. Вальниці, що мають внутрішній діаметр більший за 500 мм позначаються номінальним значенням.

Третя цифра праворуч разом із сьомою свідчать про серію вальниць всіх діаметрів ($d \geq 10$ мм); основна з особливо легких серій позначається цифрою 1, легка - 2, середня - 3, важка - 4, легка широка - 5, середня широка - 6 і т. д.

Четверта цифра праворуч показує на тип вальниці:

- 0 - радіальна кулькова однорядна;
- 1 - радіальна кулькова дворядна сферична;
- 2 - радіальна із короткими циліндричними роликами;
- 3 - радіальна роликова дворядна сферична;
- 4 - роликова із довгими циліндричними роликами або голчаста;
- 5 - роликова із витими роликами;
- 6 - радіально-упорна кулькова;
- 7 - роликова конічна;
- 8 - упорна кулькова;
- 9 - упорна роликова.

П'ята або п'ята і шоста цифри, що вводяться не для всіх вальниць, вказують на конструктивні особливості вальниць кочення:

- 5 – вальниця із канавкою для установки шайби;
- 6 – вальниця із захисною сталевією шайбою;
- 8 – вальниця із двома захисними сталевими шайбами;
- 16 – вальниця із захисною шайбою, що облицьована гумою;
- 17 – вальниця із двома захисними шайбами, що облицьовані гумою.

Сьома цифра позначає серію ширин вальниць:

7 – вузька; 1 – нормальна; 2 – широка; 3 – особливо широка.

Крім того, по обидва боки від основного позначення проставляють знаки додаткового, а саме:

Додаткове умовне позначення ліворуч від основного вказує на клас точності вальниці, радіальний чи осьовий зазори в підшипнику, величину моменту тертя. Цифри 0, 6, 5, 4 і 2, що стоять через знак “тире” перед основним умовним позначенням, означають його клас точності (2 – найвищий клас точності). Нормальний клас точності позначається цифрою 0, яка зазвичай не проставляється. Нормальний клас точності найбільш поширений.

Додаткове умовне позначення праворуч від основного характеризує матеріал і конструкцію сепаратора, конструктивні зміни, спеціальні вимоги щодо шуму та ін.

Читання основного і додаткового позначення проводиться справа наліво.

Приклади позначення вальниць:

- 318 - внутрішній діаметр $d=18\cdot5=90$ мм; 3 - середня серія; 0 - радіальна кулькова однорядна вальниця (нулі перед значущими цифрами спереду позначення не записуються);
- 7216 - внутрішній діаметр 80 мм, легка серія, вальниця роликів конічна;
- 4-12210 - вальниця роликів радіальна з короткими циліндричними роликами, легкої серії діаметрів 2, серії по ширині 0, з внутрішнім діаметром $d = 50$ мм, з одним бортом на зовнішньому кільці (див. Рис. 29.8, б), класу точності 4;
- 4-3003124Р - вальниця роликів радіальна сферична дворядна особливо легкої серії діаметрів 1, серії по ширині 3, з внутрішнім діаметром $d = 120$ мм, основної конструкції, класу точності 4, деталі вальниці виготовлені з теплостійких сталей.

Умовні позначення призначаються для таких цілей: маркування вальниць при їх виготовленні; відповідних вказівок у кресленнях і специфікаціях; використання в технічній літературі.

6.3.6 Основні причини втрати робото здатності

і критерії розрахунку вальниць кочення

6.3.6.1 Основні види руйнування і розрахунок вальниць кочення

Види руйнування вальниць:

- втомне викришування робочих поверхонь кільце в результаті дії циклічно змінних контактних напружень (починається на внутрішніх кільцях). Опір утомленості підшипника залежить від того, яке з кілець обертається – внутрішньо або зовнішнє. Сприятливим є випадок обертання внутрішнього кільця (при цьому зовнішнє кільце нерухомо);
- спрацювання кілець та тіл кочення від дії зовнішнього абразивного середовища, при недостатньому змащуванні;

- руйнування кілець та тіл кочення спричинене ударним навантаженням, неправильним монтажем опори (перекуси, заклинювання);
- руйнування сепараторів в результаті дії відцентрових сил та навантаження з боку кілець;
- залишкові деформації на бігових доріжках кілець у формі вм'ятин та ямок спричинене динамічним та ударним навантаженням (важконавантажені тихохідні вальниці).

6.3.6.2 Розрахунок вальниць кочення

Основні критерії роботоздатності вальниць кочення є зносостійкість робочих поверхонь, довговічність і опір пластичним деформаціям.

Підбір і розрахунок вальниць кочення здійснюється за методикою і рекомендаціям міжнародної організації стандартизації ІСО. Вибір типу і розмірів вальниць кочення визначається наступними основними факторами:

- характером навантаження (стале, змінне, ударне), її величини і напрямком;
- діаметром цапф вала і частотою його обертання;
- довговічністю вальниці в млн. оборотів чи годинах;
- навантажувальною здатністю вальниці, яка визначається статичною і динамічною *вантажопідйомністю*.

При проектуванні вальниці підбирають з числа стандартних. Методика підбору вальниць кочення стандартизована.

Розрізняють *підбір вальниць по статичній вантажопідйомності* для запобігання остаточним деформаціям (при $n < 1$ об/хв $\approx 0,1$ рад/с), який регламентує ГОСТ 18854-94 (ІСО 76-87) «Подшипники качения. Статическая грузоподъемность» і *по динамічній вантажопідйомності* для запобігання руйнування від втоми (викришування) (при частоті обертання вала $n \geq 1$ об/хв $\approx 0,1$ рад/с), який регламентує ГОСТ 18855-94 (ІСО 281-89) «Подшипники качения. Динамическая расчетная грузоподъемность и расчетный ресурс (долговечность)».

Статична вантажопідйомність C_0 (наводиться в каталозі) – статичне навантаження, якому відповідає загальна залишкова деформація тіл кочення та кілець у найнавантаженішій точці контакту, яка дорівнює 0,0001 діаметра тіла кочення.

Динамічна вантажопідйомність C (наводиться в каталозі) – стале радіальне або осьове (для упорних вальниць) навантаження, при якому у 90%

вальниць випробуваної партії впродовж 10^6 обертів внутрішнього кільця не буде утомних пошкоджень.

Вальниці, які працюють при змінних режимах навантажування, що відповідає переважній більшості випадків експлуатації, підбирають за *еквівалентним навантаженням*. Під еквівалентним розуміють умовне стале навантаження, при дії якого забезпечується така ж сама довговічність вальниці, як і при справжніх дійсних умовах навантаження.

Коли тип вальниці відомий і заданий діаметр вала, з каталогу вибирають розмір (серію) вальниці з урахуванням умови

$$C_p \leq [C] = C_{табл} , \quad (3.6)$$

де C_p , $[C]$ – динамічна вантажопідйомність відповідно розрахункова (потрібна) та паспортна (з таблиці за каталогом).

Довговічність вальниці – число обертів, яке одне з її кілець робить відносно другого до початку втомного руйнування матеріалу на одному з кілець або тіл кочення; вимірюється в млн. обертів або годинах і позначається відповідно L чи L_h .

Коли типорозмір вальниці вибрано і відомий призначений в годинах ресурс вальниці $[L]$, проводять розрахунок на довговічність – розраховують ресурс вальниці L та перевіряють виконання умови

$$L \geq [L]. \quad (3.7)$$

Якщо ця умова не задовольняється, переходять на важчу серію, змінюють тип вальниці або збільшують діаметр вала.

Тема 7

МЕХАНІЧНІ МУФТИ ПРИВОДІВ МАШИН

7.1 Призначення муфт

Більшість машин і технологічних систем складається з окремих вузлів. Для забезпечення кінематичного і силового зв'язків вали вузлів з'єднують *муфтами*.

Муфтою називають устрій для з'єднання кінців валів або валів із вільно встановленими на них деталями (зубчастими колесами, шківками і т.д.). *Муфти*

передають обертаючий момент без зміни його значення і напрямку, оскільки передаточне число муфти $u = 1$. Деякі типи муфт додатково можуть також певною мірою компенсувати похибки розташування осей валів, бути демпферами крутильних коливань, оберігати від перевантажень, вмикати і вимикати виконавчий елемент машини без зупинки двигуна і т.п.

Терміни і визначення основних понять механічних муфт регламентує ГОСТ Р 50371-92 «Муфты механические общемашиностроительного применения. Термины и определения».

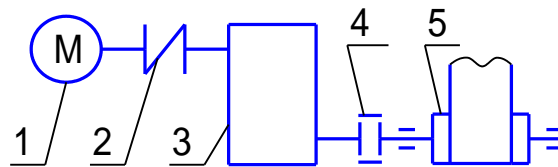


Рисунок 3.8 - Схема привода стрічкового конвеєра

На рис.3.8 зображено привод, в якому використано дві муфти: швидкохідна муфта 2 з'єднує вали електродвигуна 1 та редуктора 3; тихохідна муфта 4 з'єднує вихідний вал редуктора з валом барабана 5.

7.2 Класифікація муфт

Різноманіття вимог, що пред'являють до муфт, і різноманітні умови їх роботи обумовили створення великої кількості конструкцій муфт (механічні, гідродинамічні, електромагнітні, комбіновані). Нижче розглянуті найбільш застосовувані механічні муфти.

У машинобудуванні використовують муфти дуже різноманітних конструкцій, які розрізняються за принципом дії і керування, призначенню і конструкції.

За видом енергії передачі руху муфти поділяють на класи: *електричні* і *гідравлічні* (використовують принцип зчеплення за рахунок електромагнітних і гідравлічних сил), *механічні* та ін. У курсі деталей машин вивчають тільки механічні муфти.

Механічна муфта – це муфта, у якій крутний момент передається за допомогою з'єднальних елементів.

Півмуфта – частина роз'ємної муфти, з'єднана безпосередньо з ведучим або веденим валом.

За ознакою керованості розрізняють такі групи механічних муфт, рис.3.8 :

- некеровані (нерозчіплювані), призначені для сталого з'єднання валів;

- керовані (зчіпні), які служать для з'єднання та роз'єднання валів під час роботи;
- самокеровані (автоматичні), які автоматично з'єднують або роз'єднують вали в разі зміни заданого режиму роботи.

Кожний клас муфт складається з груп, а кожна група має відповідні підгрупи, види.

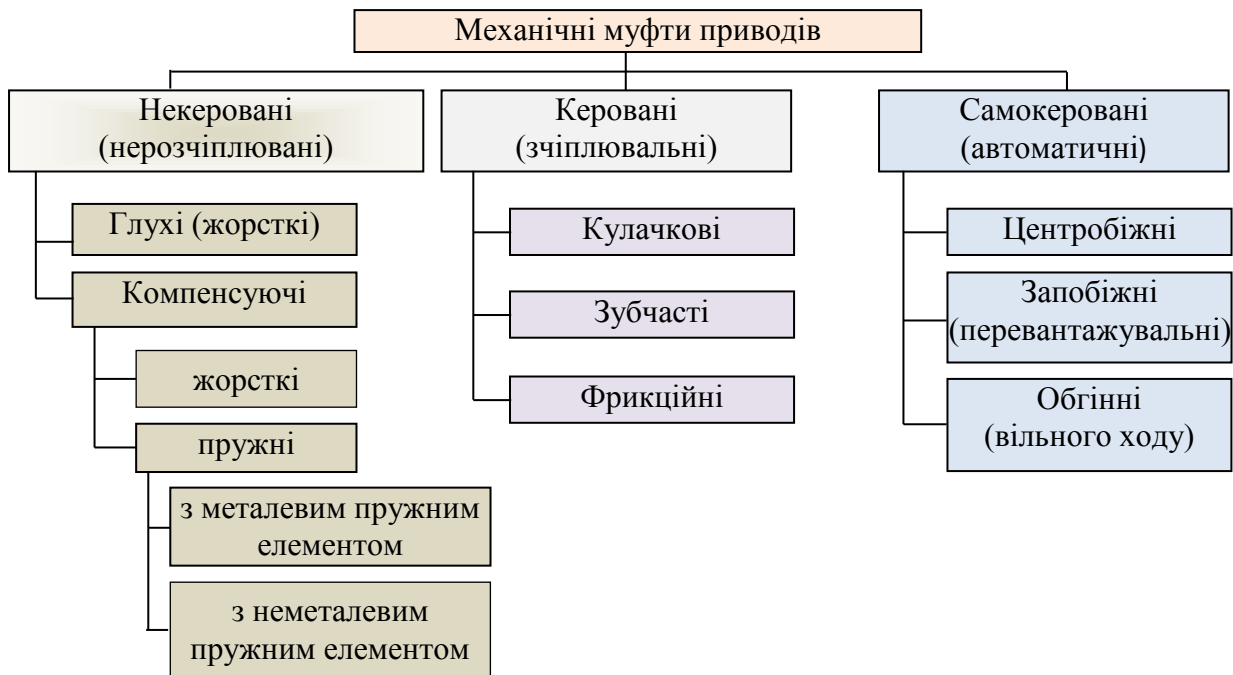


Рисунок 3.9 – Класифікація механічних муфт

Існують і інші класифікації муфт.

Більшість муфт стандартизовано.

Практично будь-яка муфта складається з ведучої та веденої півмуфт, посаджених на ведучий і ведений вали, причому з'єднання півмуфт із валами, як правило, глухе (у деяких випадках одна з півмуфт має лише кутову фіксацію). Півмуфти з'єднані між собою за допомогою або додаткових деталей, або конструктивних елементів, виконаних як одне ціле з півмуфтами.

Основні вимоги до муфт: простота конструкції та мінімальні габарити; високі надійність і точність передавання руху; мінімально можлива вартість; високий ККД.

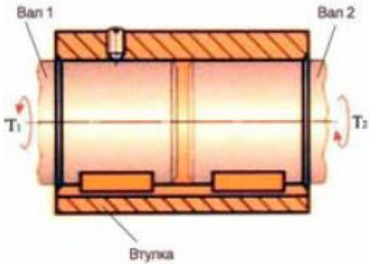
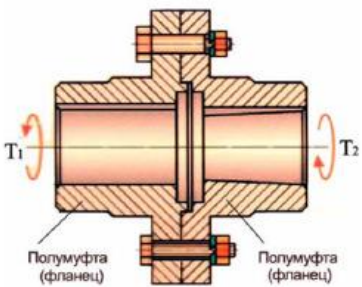

Конструкції муфт докладно розглянуті в підручниках. Нижче розглянемо тільки незначну частину з великої номенклатури механічних муфт.

7.2.1 Некеровані муфти

Муфти некеровані (нерозчинні, постійно діючі) з'єднують вали так, що їх можна роз'єднати тільки після зупинки машини і демонтажу муфти.

7.2.1.1 Глухі муфти

Глухі муфти призначені для з'єднування співвісних валів, осі яких лежать на одній прямій. До них належать:

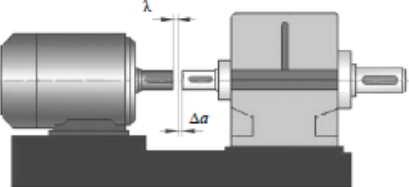
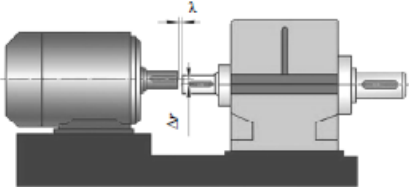
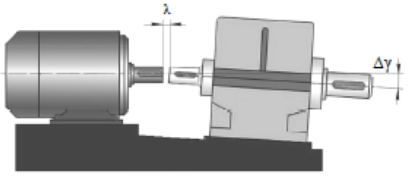
втулкові	фланцеві	поздовжньо-згвинчені
		

Недолік втулкових і фланцевих муфт – незручність їх монтажу та демонтажу, для чого потрібне осьове зміщення валів.

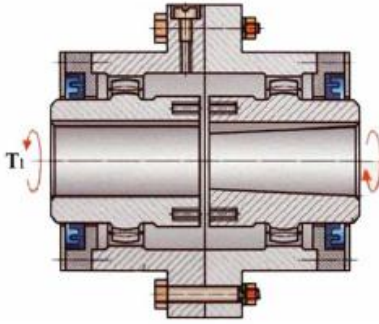
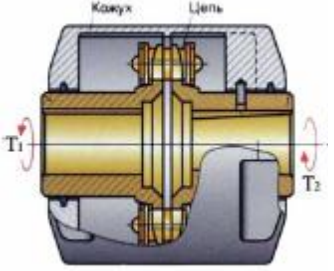
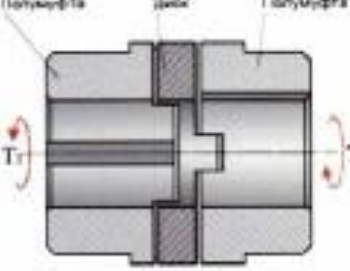
7.2.1.2 Компенсуючі муфти

Компенсуючі муфти служать для з'єднування неспіввісних валів (осі не лежать на одній прямій, вони мають певні зміщення). Компенсація здійснюється завдяки або взаємним переміщенням деталей муфт (жорсткі компенсуючі та рухомі муфти), або деформації пружних елементів (пружні компенсуючі муфти).

При з'єднанні валів ці муфти здатні компенсувати незначні наступні зміщення:

осьове	радіальне	кутове
		

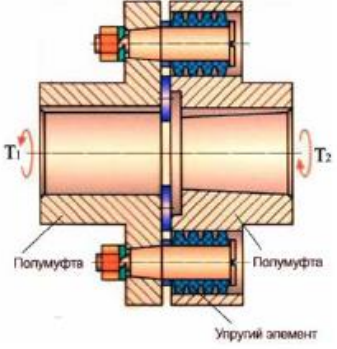
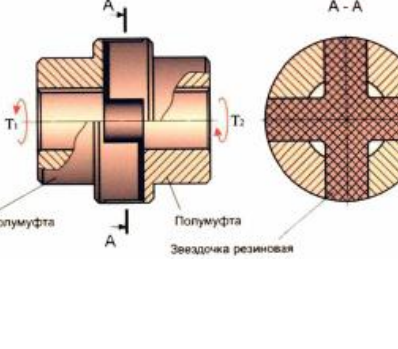
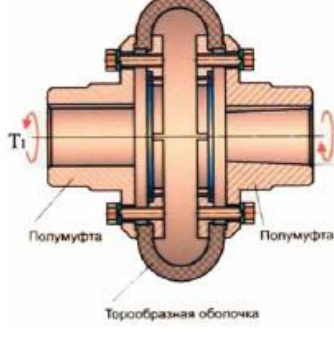
До компенсуючих жорстких належать муфти:

зубчасті	ланцюгові	кулачково-дискові
		

Зубчасті муфти широко використовують у машинобудуванні завдяки їх перевагам: невеликим габаритам і масі, великій навантажувальній здатності, яка визначається великим числом зубців, що зчіплюються одночасно; припустимості високих колових швидкостей (до 25 м/с і більше); технологічності.

Пружні компенсуючі муфти служать в основному для зменшення динамічних (у тому числі ударних) навантажень і захисту привода від резонансних коливань. Крім того, вони припускають деяку компенсацію неспіввісності валів через деформацію пружних елементів, які можуть бути металевими або неметалевими.

До компенсуючих пружних належать муфти:

втулково-пальцева (МПВП)	з гумовою зіркою	з тороподібною оболонкою
		

Широке використання в машинобудуванні муфти МПВП, особливо в приводах від електродвигунів, пояснюється такими її перевагами, як легкість виготовлення, простота пружних елементів, зручність її заміни та надійність. Зовнішню поверхню цих муфт можна використовувати як гальмівний шків.

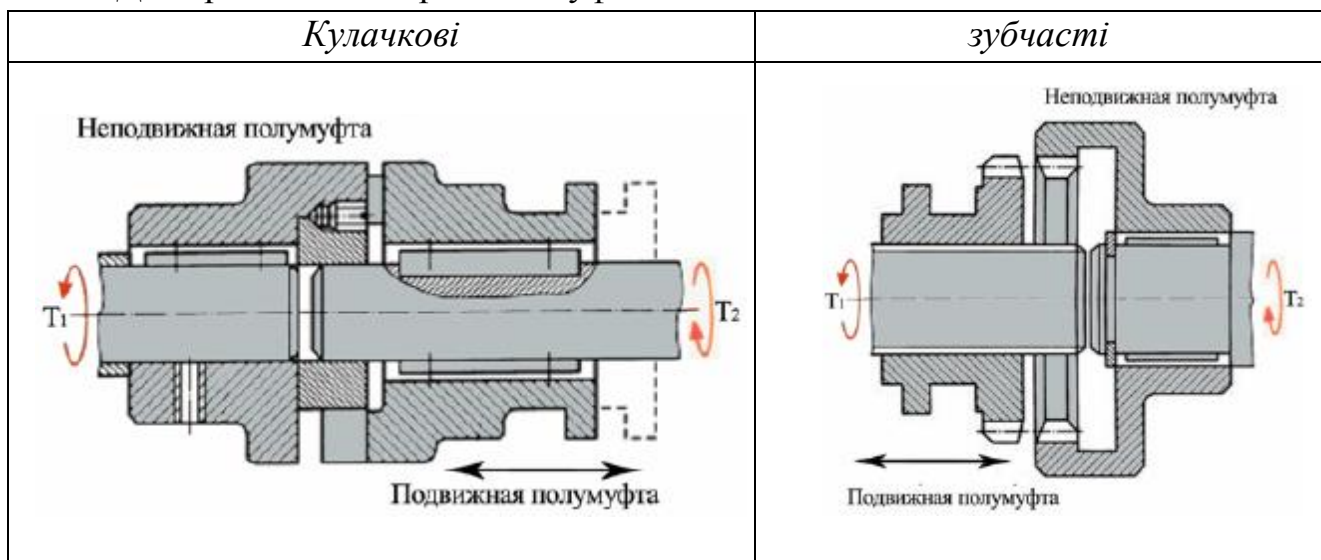
7.2.2 Керовані муфти (зчіплювальні)

Такі муфти дають змогу з'єднувати або роз'єднувати вали (а також вали та встановлені на них деталі) у спокої або при їх обертанні за допомогою обов'язкового пристрою – механізму керування.

За принципом роботи такі муфти поділяють на дві підгрупи – синхронні, що базуються на зчепленні, та асинхронні з використанням сил тертя.

Синхронні муфти використовують при значному навантаженні, стиснених габаритах, нечастих вмиканнях і співвісних валах. Вони забезпечують жорсткий кінематичний зв'язок півмуфт. Їх умикають у строго визначеному положенні і лише на тихому ході, причому вмикання відбувається з ударами та шумом. Якщо синхронні муфти вмикають часто, то для зменшення ударів і шуму використовують синхронізатори – фрикційні муфти, які вмикаються попередньо для того, щоб вирівняти швидкості веденої та ведучої півмуфт синхронної муфти.

До керованих синхронних муфт належать:

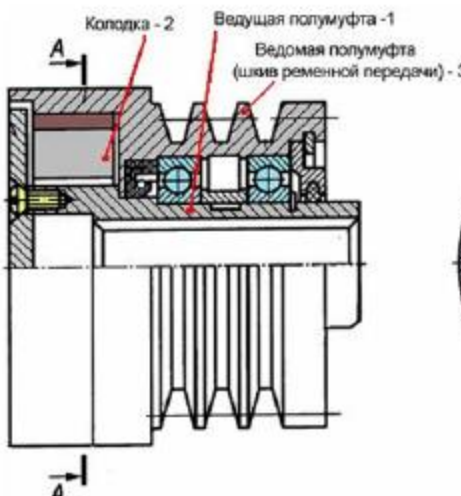
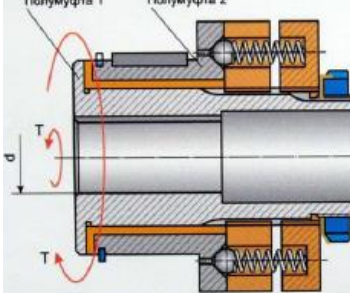
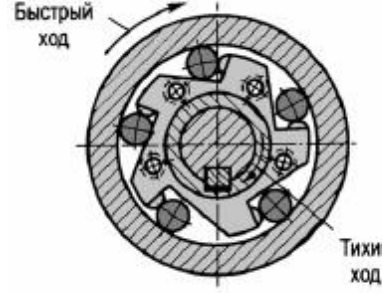


Асинхронні муфти забезпечують плавне з'єднання та роз'єднання обертальних валів у широкому діапазоні кутових швидкостей і передаваного навантаження. Завдяки плавному вмиканню вдається запобігти великим прискоренням і шуму. Проте при вмиканні має місце ковзання і, отже, спрацювання деталей машин. Проковзування може відбуватися також у разі перевантажень, муфта при цьому виконує функцію запобіжного пристрою.

До керованих асинхронних муфт належать: 1) фрикційні дискові; 2) фрикційні конусні.

7.2.3 Самокеровані муфти

Самокеровані (самодіючі або автоматичні) муфти автоматично роз'єднують і з'єднують вали:

при збільшенні швидкості до визначеної частоти обертання – <i>центробіжна</i>	при перевантаженнях – <i>запобіжна</i>	при передачі обертового моменту тільки в одному напрямку – <i>обгінна</i>
<i>колодочна</i>	<i>кулькова</i>	<i>роликів вільного ходу</i>
		

7.3 Підбір муфт

Паспортною характеристикою муфти є крутний момент $[T]$, на передачу якого вона розрахована. Іншими важливими показниками конструкцій муфт є гранична частота обертання, габаритні розміри, маса і момент інерції муфти щодо осі обертання.

Тип муфти повинен відповідати умовам роботи вузла, монтажу та іншим вимогам, які висуваються до муфт у конкретному приводі.

Проектний розрахунок муфт не проводять.

Муфти добирають за стандартом (ГОСТ 19107-97 «Муфты механические. Ряды номинальных крутящих моментов») або каталогом чи проектують залежності від діаметрів валів за розрахунковим моментом T_p згідно умови:

$$T_p = K \cdot T \leq [T] ,$$

де T – номінальний крутний момент (найбільш з тривало діючих);

K – коефіцієнт режиму роботи муфти, який враховує умови експлуатації; при спокійній роботі та невеликих масах $K=1,1 \dots 1,4$, при змінному

навантаженні та середніх масах $K=1,5...2,0$, при ударних навантаженнях та великих масах $K=2,5...3,0$).

[T] – допустимий обертальний момент для визначеного типорозміру муфти

Перевірочний розрахунок проводять для елементів муфт, забезпечуючи передачу крутного моменту (болти, штифти, пружини, пружні елементи...)

Майже всі муфти навантажують опори, тому при перевірочному розрахунку валів враховують додатково радіальне навантаження від муфти.

Стандартні муфти кожного розміру виконують для деякого діапазону діаметрів валів.

Робота муфт супроводжується втратами потужності на подолання сил тертя в рухомих елементах і пружних деформацій з'єднувальних деталей. Звичайно ККД муфт $\eta=0,985 \dots 0,995$.

Контрольні запитання до розділу 3

- 1 Для чого призначені вали і вісі?
- 2 У чому полягає різниця між валом і віссю?
- 3 Із яких матеріалів виготовляють вали і вісі?
- 4 які розрізняють види валів?
- 5 Назвіть основні елементи конструкцій валів і вісей.
- 6 За якими критеріями ведуть розрахунки валів і вісей?
- 5 За якою деформацією орієнтовно визначають діаметр вала?
- 7 Який діаметр визначається в проектувальному розрахунку валів ?
- 8 За якою умовою міцності виконують розрахунок валів на витривалість?
- 9 Які фактори впливають на концентрацію напружень у валах?
- 10 В яких випадках вали перевіряють на жорсткість?
- 11 Як виконують розрахунок валів на вібростійкість?
- 12 Як поділяються вальниці за характером взаємодії їх з валами?
- 13 Як поділяються вальниці за напрямом силового навантаження?
- 14 Які режими тертя можливі в вальницях ковзання зі змащенням ?
- 15 Що є обов'язковим елементом у конструкції вальниці ковзання ?
- 16 Які поломки спостерігаються в вальницях ковзання ?
- 17 Що вважається критерієм роботоздатності вальниць ковзання?
- 18 Які розрізняють типи вольниць ковзання по конструкції і які з них нормалізовані ГОСТом?
- 19 Як визначають основні розміри вольниць ковзання?
- 20 Які мастильні матеріали застосовують в вольницях ковзання?
- 21 В яких випадках в вольницях ковзання застосовують рідке, консистентне і тверде мастило?
- 22 Як розраховують вальниці ковзання, що працюють в умовах напівсухого або напіврідинного, рідинного тертя?
- 23 У чому полягає принцип конструкції вальниць кочення ?
- 24 Які тіла кочення застосовуються в вольницях кочення?

- 25 Для чого в вальницях кочення встановлюють сепаратор ?
- 26 По яких ознаках класифікуються вальниці кочення ?
- 27 Які причини поломок і критерії розрахунку вальниць кочення ?
- 28 Які існують способи посадки і закріплення вальниць кочення на валах і в їх корпусах?
- 29 Для чого застосовується мащення в вальницях кочення і як вона здійснюється?
- 30 Що таке довговічність вальниці?
- 31 Що таке вантажопідйомність вальниці?
- 32 Що таке еквівалентне динамічне навантаження вальниці кочення як воно визначається ?
- 33 Як розраховуються вальниці кочення на довговічність за динамічною вантажопідйомністю і як вони підбираються по ГОСТу?
- 34 Як визначається динамічна вантажопідйомність вальниць кочення?
- 35 Чим обмежуються граничні частоти обертання вальниць?
- 36 Для чого призначені механічні муфти?
- 37 Які розрізняють класи, групи і види муфт за принципом їх дії?
- 38 Назвіть основні різновиди глухих муфт.
- 39 Які муфти називають компенсаційними?
- 40 Які види пружних муфт, де вони застосовуються і які з них намальовані ГОСТом??
- 41 Які переваги і недоліки пружних муфт?
- 42 Які функції виконують зчіпні муфти?
- 43 Які розрізняють автоматичні муфти?
- 44 У яких випадках застосовують запобіжні муфти?
- 45 З якою метою в приводах застосовують відцентрові муфти? Як вони влаштовані?
- 46 Як влаштовані обгінні муфти, де їх застосовують?
- 47 Поясніть основний принцип підбору стандартних муфт.

МЕХАНІЧНІ ПЕРЕДАЧІ ОБЕРТОВОГО РУХУ

Тема 8

МЕХАНІЗМИ ПЕРЕДАВАННЯ ТА ПЕРЕТВОРЕННЯ РУХУ

8.1 Приводи машин загального призначення

Привід машини займає особливе становище в техніці, тому що без нього механічний рух будь-якого пристрою неможливий. Будь-яка сучасна машина, як відомо, має робочі органи і їх привід. Конструкція і вид робочих органів визначаються цільовим призначенням машини.

Привід - пристрій, за допомогою якого здійснюється рух робочих органів машин.

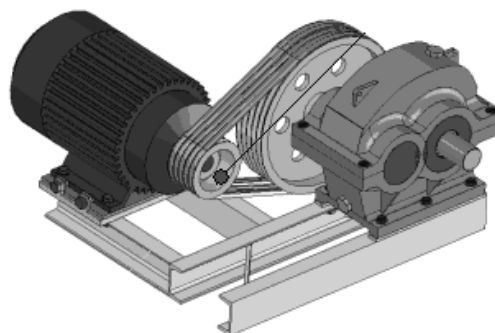
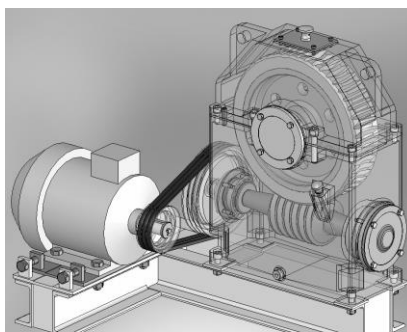


Рисунок 4.1 – Приклади приводів машин

Найбільшого поширення в машинах отримали механічні приводи загального призначення. При цьому їх конструктивні рішення можуть бути найрізноманітніші. Узагальнена схема механічного приводу робочої машини включає в себе електродвигун, передачі (закриті і відкриті) і з'єднальні муфти. Енергія, необхідна для приведення в дію машини або механізму, може бути передана від вала двигуна безпосередньо або за допомогою додаткових пристроїв.

Як правило, привід загального призначення - це електродвигун і передача, тобто електропривод (або електромеханічний привід).

Електричний привід (скорочено - електропривод; ГОСТ Р 50369-92) - це електромеханічна система, призначена для приведення в рух робочих органів різних машин і управління цим рухом з метою здійснення технологічного процесу.

Двигун як елемент цієї системи є джерело або споживач енергії. У механічну систему входить лише ротор двигуна, який має момент інерції, може обертатися з певною швидкістю і розвивати рушійний або гальмівний момент.

Сучасний електропривод - це сукупність безлічі електромашин, апаратів і систем управління ними. Він є основним споживачем електричної енергії (до 60%) і головним джерелом механічної енергії в промисловості.

Електромеханічні приводи класифікуються за рядом ознак. Основними з них є: число двигунів і схема з'єднання їх з передачами; тип двигуна; тип передачі; вид системи управління.

Оскільки привід машини містить багато стандартизованих елементів (передач, з'єднань, муфт, підшипникових вузлів і ін.), Які використовуються в різних областях техніки, проектування приводів становить основу тематики курсового проектування по деталях машин.

Кінематична схема приводу (рис.) являє собою креслення, на якому за допомогою умовних позначень і контурних обрисів елементів дається спрощене зображення кінематичного зв'язку між окремими ланками даного механізму або виробу.

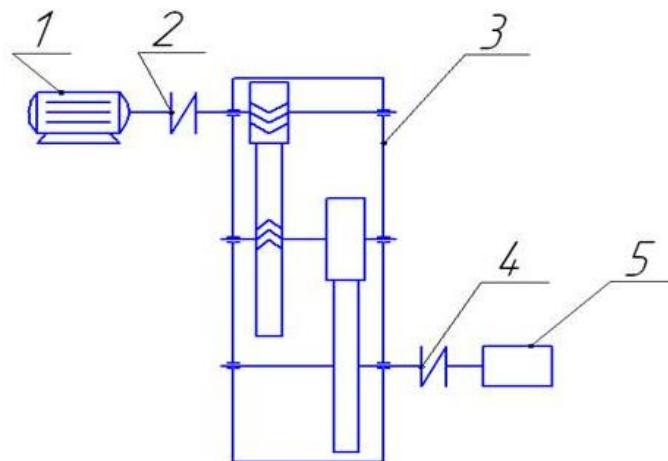


Рисунок 4.2 – Кінематична схема приводу:

- 1 - електродвигун; 2 – муфта; 3 – редуктор; 4 – муфта;
5 – виконавчий механізм (не входить в привод)

Механічний привід працює за наступною схемою: крутний момент з електродвигуна 1 через муфту 2 передається на швидкохідний вал редуктора 3. Редуктор знижує число обертів і збільшує крутний момент, який через муфту 4 передається на виконавчий механізм 5. Редуктор складається з двох ступенів. Перший ступінь виконана у вигляді шевронною циліндричної передачі, а друга - у вигляді прямозубої. Перевагою даної схеми приводу є малі обороти і

великий момент на вихідному валу редуктора. Привід може використовуватися на електромеханічних машинах і конвеєрах.

8.2 Призначення механічних передач

Механічна енергія, яка використовується для приведення в рух робочої машини, являє собою енергію обертального руху валу двигуна. Всі сучасні двигуни для зменшення габаритів і вартості виконують швидкохідними з вельми вузьким діапазоном зміни кутових швидкостей. Безпосередньо швидкохідний вал двигуна з'єднують з валом машини рідко (вентилятори і т.п.). В абсолютній більшості випадків режим роботи робочої машини не збігається з режимом роботи двигуна, а також за умовами компонування, габаритів, техніки безпеки двигун не завжди можна безпосередньо з'єднати з виконавчим механізмом. Тому передача механічної енергії від двигуна до робочого органу машини здійснюється за допомогою різних передач.

У машинобудуванні використовують різні види передач: механічні; гідравлічні; пневматичні; електричні; комбіновані, наприклад, гідромеханічні.

Механічна передача – механізм, що перетворює задані кінематичні та енергетичні параметри двигуна на потрібні параметри руху робочих органів машин та призначений для погодження режиму роботи двигуна з режимом роботи виконавчих органів. Встановлення передач необхідне у таких випадках:

- якщо швидкості валів робочої машини і двигуна не збігаються;
- якщо необхідно періодично змінювати швидкість робочої машини при постійній швидкості двигуна;
- якщо необхідно перетворити обертовий рух двигуна в інші рухи робочого органу машини;
- зміна напрямку руху або реверсування (*реверс* – зміна напрямку руху на зворотний);
- якщо безпосереднє з'єднання валів двигуна і робочої машини неможливе.

У курсі деталей машин вивчають лише механічні знижувальні передачі обертального руху.

8.3 Основні і похідні параметри механічних передач

Незалежно від типу та конструкції в будь-якій механічній передачі можна виділити два вали, які називають у напрямку передачі потужності *вхідним* (ведучим) та *вихідним* (веденим), рис.4.3.



Рисунок 4.3

Цим валам приписують *основні параметри* – потужність P (кВт) і частота обертання n (хв⁻¹). Параметри вхідного (ведучого) валу мають індекс 1, параметри вихідного (веденого) валу – 2.

Крім основних параметрів, роботу механічної передачі характеризують *похідні параметри* (рис.4.4):

передаточне число	$u = \frac{n_1}{n_2}$	(4.1)
коефіцієнт корисної дії (ККД)	$\eta = \frac{P_2}{P_1}$	(4.2)
кутова швидкість обертання вала, $рад/с$	$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}$	(4.3)
крутний момент, $Н \cdot м$ або $\frac{кВт \cdot м}{хв^{-1}}$	$T = \frac{P}{\omega}$	(4.4)
	$T = 9550 \frac{P}{n}$	(4.5)
лінійна швидкість, $м/с$	$V = V_1 = V_2 = \frac{\omega_1 d_1}{2} = \frac{\omega_2 d_2}{2}$ d_1, d_2 – діаметри ведучого і веденого зубчастих коліс	(4.6)
колова сила, $Н$	$F_t = F_{t1} = F_{t2} = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2T_2}{d_2}$	(4.7)

Навантаження, що передають механічні передачі, можуть бути постійними, а у більшості випадків змінними в часі. Максимальні навантаження T_{\max} у передачах, що обумовлені дією короткочасних або випадкових перевантажень, можуть у кілька разів перевищувати номінальні розрахункові навантаження:

$$T_{\max} = T \cdot K_{\Pi},$$

де K_{Π} - коефіцієнт короткочасного перевантаження, який беруть за рекомендаціями на підставі експлуатації конкретних машин.

Якщо рекомендації відсутні, а в машині використовують асинхронний двигун, то значення коефіцієнту перевантаження можна брати рівним відношенню пускового моменту до номінального моменту двигуна, яке задається в каталогах.

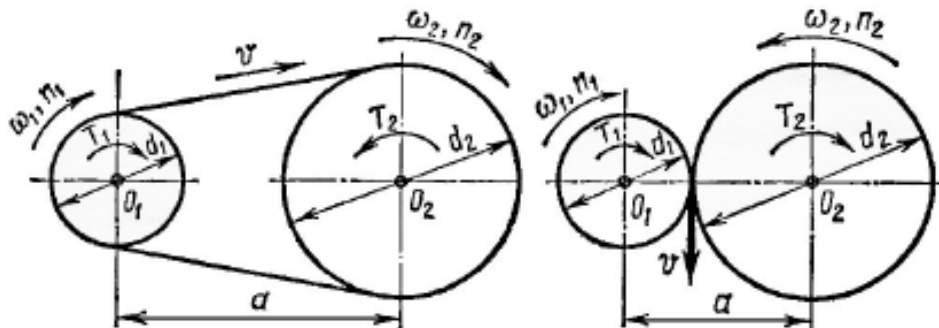


Рисунок 4.4 - Схеми до визначення параметрів передач:
а - передачі тертям; б - передачі зачепленням

8.4 Класифікація механічних передач

Механічні передачі класифікують за двома основними ознаками:

- за способом передачі руху:
 - тертям (фрикційні, пасові, канатні);
 - зачепленням (зубчасті, черв'ячні, гвинтові, ланцюгові);
- за способом з'єднання ведучої та веденої ланок:

безпосереднім дотиком		з гнучким зв'язком	
фрикційна	зубчаста	ланцюгова	пасова

Для передачі руху між порівняно далеко розташованими одна від одної ланками застосовують механізми, у яких зусилля від ведучої ланки до веденої передається *гнучкими ланками*. Передачі з гнучкими ланками застосовуються в якості силових у машинах загального і спеціального машинобудування (для потужностей до 50 кВт, передаточних чисел до 10, при колових швидкостях до

30 м/с), а також у приладах і апаратах точної механіки (для креслення кривих пристроїв, які реєструють, шкальних механізмів і т.п.). Як гнучкі ланки застосовуються: паси, шнури, канати різних профілів, дріт, сталева стрічка, ланцюги різних конструкцій. Передачі з гнучкими ланками можуть забезпечувати постійне і змінне передатне відношення зі східчастою або плавною зміною його величини. Для збереження сталості натягу гнучких ланок у механізмах застосовуються натяжні пристрої: натяжні ролики і пружини, протизаги і т.п.

Вибір передачі визначається величиною моменту, який передається; швидкістю; передаточним числом; відстанями між осями валів і т.п..

Таблиця 4.1 – Класифікація механічних передач та їх порівняльна оцінка

Спосіб передачі руху	Тип передачі	Взаємне розташування валів	Вид передачі	Передавана потужність P , кВт	Колова швидкість V , м/с	ККД η	Передаточне число в одному ступені
Зачепленням	Зубчасті	Паралельне	циліндричні із зубчастою рейкою	1000	150	0,92...0,98	3...6
		Вісі валів перетинаються	конічні			0,92...0,98	1
		Вісі валів перехрещуються	черв'ячні конічні геліодні	50	15	0,91...0,97	3...5
			циліндричні гвинтові			0,7...0,92 0,8...0,9 0,8...0,9	8...80 3...5 1...3
	Ланцюгові	Паралельне	з роликівими втулковими зубчастими ланцюгами	100	15 35	0,91...0,97	2...6
	Із зубчастим пасом	Паралельне			30	0,91...0,97	2...4
Тертям	Пасові	Паралельне	плоскопасові клинопасові Кругло пасові	50	30	0,94...0,97	2...4
	Фрикційні	Паралельне	$u = const$ $u = var$	300	30	0,7...0,8	3...6
		Вісі валів перетинаються	$u = const$ $u = var$				
За принципом гвинтової пари	Гвинт-гайка	Співвісні		100	5	0,3...0,4	1000

Існують і інші класифікації:

- за характером зміни швидкості передачі поділяються на

- *знижувальні (редуктори)* - від вхідного вала до вихідного зменшують частоту обертання ($n_1 > n_2$) і збільшують крутний момент ($T_1 < T_2$); передаточне число передачі $u > 1$;
- *підвищувальні (мультиплікатори)* - від вхідного вала до вихідного збільшують частоту обертання ($n_1 < n_2$) і зменшують крутний момент ($T_1 > T_2$); передаточне число передачі $u < 1$;
- *за конструктивним оформленням передачі бувають відкритими (не мають спільного корпусу) і закриті (поміщаються в спільний корпус, який забезпечує герметизацію та постійне змащення передачі). Закриті передачі називаються редукторами.*

8.5 Вимоги до передач

Загальні вимоги до передач: сталість передаточного відношення; надійність та необхідна довговічність передачі; простота конструкції; компактність і малі габаритні розміри; незначний опір руху, особливо в момент пуску двигуна; порівняно висока точність перетворення руху (кінематична точність); безшумність роботи та вібростійкість; простота керування, в тому числі автоматичного і дистанційного.

Технологічні вимоги, які ставляться перед машиною: сталість передатного відношення; безступінчасте регулювання швидкості; високий ККД; маса; точність виготовлення передачі; вартість /наприклад, черв'ячні передачі при інших рівних умовах дорожчі за прості зубчасті/. Щодо габаритних розмірів, то це також важливий критерій і ним не можна нехтувати.

Тема 9

ПЕРЕДАЧІ ЗАЧЕПЛЕННЯМ

9.1 Загальні відомості і класифікація

Найпоширенішими у сучасному машинобудуванні та приладобудуванні серед механічних передач є *зубчасті передачі*.

Зубчасті передачі використовують у широкому діапазоні передаточних чисел і потужностей (від 0,001 Вт до 10 МВт), колових швидкостей (до 150 м/с); розмірів (від часток міліметра до десятків метрів).

Загальні терміни, визначення і позначення елементів зубчастих передач встановлюють ДСТУ ISO 701-2001 «Міжнародна система позначень зубчастих передач. Умовні позначення геометричних даних» (означення, встановлені в цьому стандарті, відносяться до основних геометричних термінів, визначених в

ISO 1122-1:1998 «Словник термінів зубчастої передачі. Частина 1. Визначення, пов'язані з геометрією»; ГОСТ 12289-76 «Передачи зубчатые конические. Основные параметры»; ГОСТ 2144-76 «Передачи червячные цилиндрические. Основные параметры»; ГОСТ 12289-76 «Передачи зубчатые конические. Основные параметры» та інші.

ДСТУ 2330-93 «Передачі зубчасті та фрикційні. Терміни та визначення» встановлює вживані в науці, техніці та промисловості терміни, визначення і позначення основних понять, які належать до геометрії та кінематики зубчастих і фрикційних передач з постійним передатним відношенням і є загальними для передач різних видів.

ДСТУ ISO 54-2001 «Передачі зубчасті циліндричні для загального і важкого машинобудування. Модулі». Встановлює значення нормальних модулів для прямозубих і косозубих циліндричних передач загального і важкого машинобудування.

Порівняно з іншими механічними передачами зубчасті передачі мають такі переваги: сталість передаточного числа; висока навантажувальна здатність; високий ККД ($0,96 \div 0,98$ для однієї пари коліс); малі габаритні розміри у порівнянні з іншими видами передач за рівних умов; велика надійність в роботі, простота обслуговування; порівняно невеликі навантаги на вали та опори.

До недоліків зубчастих передач належать такі: неможливість безступінчастої зміни передатного числа; високі вимоги до точності виготовлення і монтажу; шум при великих швидкостях; погані амортизувальні властивості (що негативно впливає на компенсацію динамічних навантаж); громіздкість при великих відстанях між вісями ведучого і веденого валів; потреба у спеціальному обладнанні та інструменті для нарізання зубців; зубчаста передача не уберігає машину від можливих небезпечних перевантажень.

Класифікація циліндричних зубчастих передач, геометричні і кінематичні параметри, розрахунок геометрії циліндричних евольвентних зубчастих передач зовнішнього зачеплення, методи виготовлення зубчастих коліс та їх корегування детально розглядалися в курсі дисципліни «Теорія механізмів і машин».

Зубчасті передачі класифікують за багатьма ознаками, деякі з них наведені на рис.4.5.

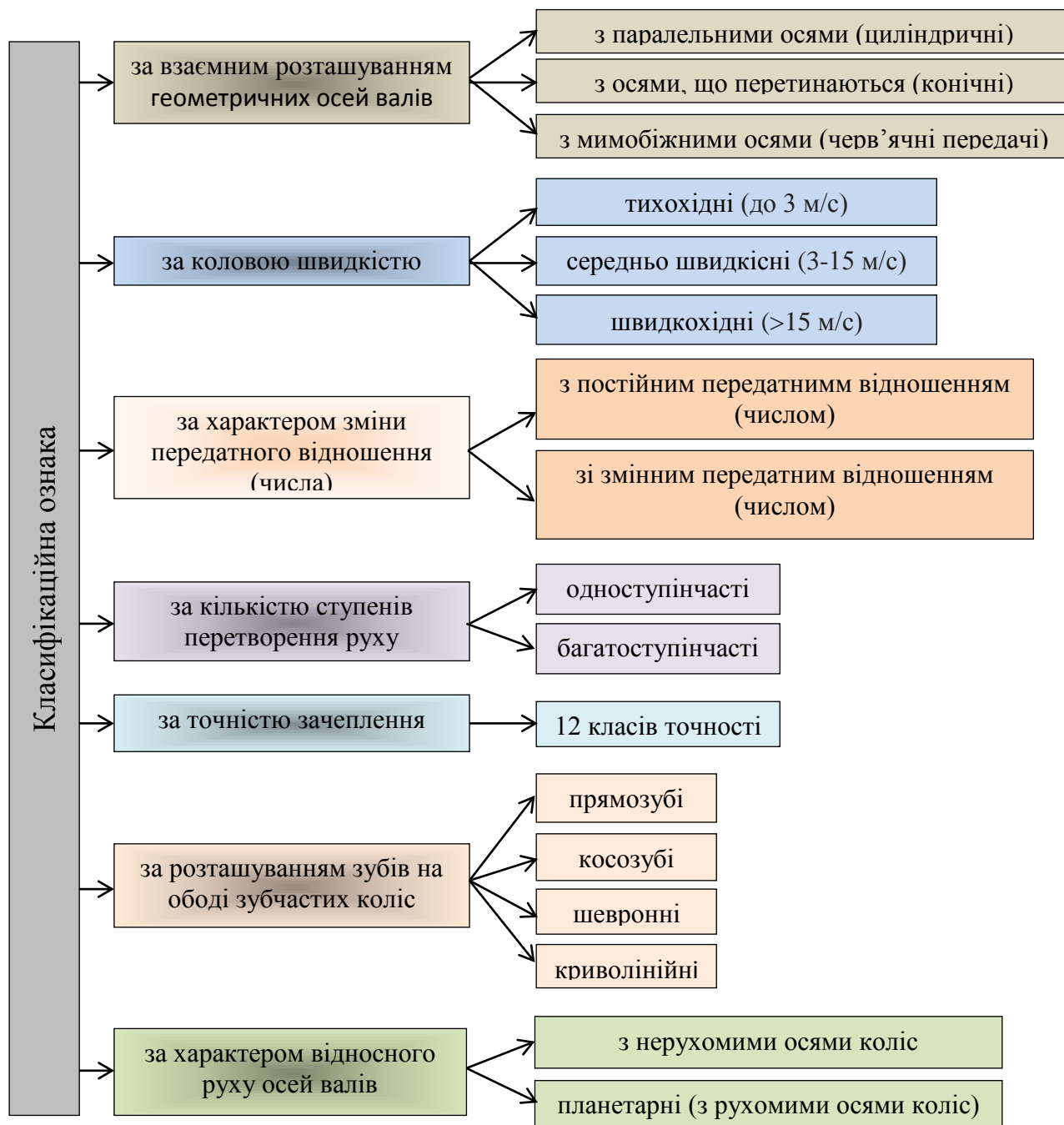


Рисунок 4.5 – Класифікація зубчастих передач за основними ознаками

9.1.2 Точність зубчастих передач

Точність виготовлення зубчастих коліс визначає кінематичні та експлуатаційні показники, а також такі характеристики як інтенсивність шуму, вібрації, міцність, втрати на тертя.

Точність зубчастих передач регламентується по ГОСТ 1643-81 «Основные нормы взаимозаменяемости. Передачи зубчатые цилиндрические».

Допуски» для циліндричних зубчастих передач і ГОСТ 1758-81 «Основные нормы взаимозаменяемости. Передачи зубчатые конические и гипоидные. Допуски» для конічних зубчастих передач .

Ступінь точності вибирається залежно від призначення і умов роботи передач. Основний критерій - колова швидкість. Для загальнопромислових передач з працюваними колесами ($H \leq 350$ HB) ступень точності вибираються за довідниками.

Прямозубі передачі можна застосовувати при $V < 2$ м / с, а також тоді, коли осьова сила абсолютно неприпустима. Потрібно враховувати, що в рівних умовах косо зубі передачі передають навантаження в 1,35 рази більшу, ніж прямозубі.

Стандартами передбачено 12 ступенів точності, які зменшуються із збільшенням порядкового номера ступеня, тобто найточнішими є зубчасті колеса першого ступеня точності і найменш точними – дванадцятого. У загальному машинобудуванні перші п'ять ступенів не застосовують. Як правило, застосовують колеса 6, 7, 8, 9, 10 ступенів точності:

- *6 ступінь* – високоточні зубчасті передачі прецизійних розточних верстатів, ділильних головок;
- *7 ступінь* – точні передачі, важко навантажені;
- *8 ступінь* – передачі середньої точності, автотранспортне, загальне машинобудування;
- *9...10 ступінь* – передачі пониженої точності типу сільгоспмашин.

Кожен ступінь точності характеризують три показники:

- а) *норма кінематичної точності* – визначає сумарну помилку кута повороту зубчастого колеса за один оберт (у зачепленні з еталонним колесом);
- б) *норма плавності роботи* – визначає віброакустичні характеристики передачі; у редукторах - не нижче 8-го ступеня.
- в) *норма контакту зубів* – визначає помилки виготовлення зубів і складання передачі, що впливають на розміри плями контакту в зачепленні (на розподіл навантаження по довжині зуба) , яка визначає несучу здатність передачі; у редукторах - не нижче 8-го ступеня.

Часто всі три види норм (кінематичної, плавності і контакту) витримують з однаковою точністю.

Незалежно від ступеня точності стандартизований вид спряження.

Бічний зазор визначає найменшу бічну щілину між неробочими поверхнями зубців спряжених коліс і запобігає заклинюванню зубців при

нагріванні передачі та появу ударів при динамічних навантаженнях. Бічний зазор встановлюється видом спряження зубчастих коліс та видом допуску на бічний зазор. Встановлено 6 видів спряження: Н – зазор відсутній; Е – малий зазор; D, С – зменшений зазор; В – нормальний зазор; А – збільшений зазор та 8 видів допуску на бічний зазор x, y, z, a, b, c, d, h . Рекомендується для більшості силових передач – спряження В, для реверсивних - С, D.

У передачах з твердістю шестерні і колеса $> HB 350$, з коловою швидкістю до 12,5 м / с слід приймати ступінь точності не нижче 9 - 8 - 7 - В, а зі швидкістю від 12,5 до 20 м / с - не нижче 8 - 7 - 7 - В. Зубчасті передачі редукторів повинні виготовлятися не нижче ступеня точності 8 - 7 - 7 - В (ГОСТ 1643-81).

Приклади позначення:

- а) 9 - 8 - 7 - В ГОСТ 1643-81, де 9 - норма кінематичної точності, 8 - норма плавності, 7 - норма контакту, В - вид спряження.
- б) 8 - В ГОСТ 1643-81, якщо по всіх трьох нормах призначена одна ступінь точності.

9.1.3 Матеріали і термообробка зубчастих коліс

Для виготовлення зубчастих коліс використовують сталі (вуглецеві сталі 40, 45, 50; сталі з підвищеним вмістом марганцю 40Г2, 50Г; леговані сталі 40Х, 40ХН, 40ХНМА, 30ГХСА), чавуни, пластмаси та інші матеріали.

Термічну (ТО) та хіміко-термічну (ХТО) обробку виконують для забезпечення високої поверхневої твердості зубців, від якої залежать їх контактна міцність, зносостійкість і протизадирні властивості (при збереженні в'язкої серцевини). При цьому, як правило, твердість шестерні на 20 – 50 одиниць (НВ) вища, ніж твердість колеса, що дає змогу при однакових матеріалах зменшити небезпеку заїдання та вирівняти ресурс зубців шестерні та колеса.

Залежно від твердості сталеві зубчасті колеса поділяють на дві групи:

- 1 – із твердістю ≤ 350 НВ, яку отримують після нормалізації або поліпшення;
- 2 – із твердістю > 350 НВ, яку отримують після об'ємного гартування, гартування ТВЧ, цементації, азотування та ін.

При $H < 350$ НВ нарізання зубців після ТО заготовки. Достатня точність, добре припрацьовуються, непотрібно дорогих фінішних операцій. Твердість шестерні більша від твердості колеса ($H_1 = H_2 + (25...30)$ НВ). У цьому випадку колеса краще припрацьовуються. Використання: індивідуальне і малосерійне виробництва, мало і середньо навантажені передачі.

При $H > 350 \text{ HB}$ – труднощі у виготовленні, необхідність ТО після нарізання та дорогих фінішних операцій (шліфування, притирання, та ін.). Використовується для виготовлення високо навантажених зубчастих передач відносно невеликих розмірів при великосерійному та масовому виробництвах.

Об'ємне гартування: $H=45\dots55 \text{ HRC}$ – зменшення міцності зубців при ударному навантаженні.

Цементация - $H=58\dots63\text{HRC}$ (20X, 12XНВА та ін.). Глибина цементация $0.8\dots1.2 \text{ мм}$.

Поверхнєве гартування СВЧ або газовим полум'ям – $H=48\dots54 \text{ HRC}$. Для коліс з великими зубцями ($m > 5$) (сталі 45, 40ХН та ін.)

Азотування ($H=60\dots65\text{HRC}$) шар $0,1\dots0,6 \text{ мм}$. Непридатне для роботи в умовах абразивного спрацювання. У цьому випадку матеріали коліс – 38ХМЮА, 42Х2Н2МФЮА (сталі, що містять алюміній). Ступінь жолоблення (викривлення) при гартуванні невеликий. Тому використовують, коли важко шліфувати.

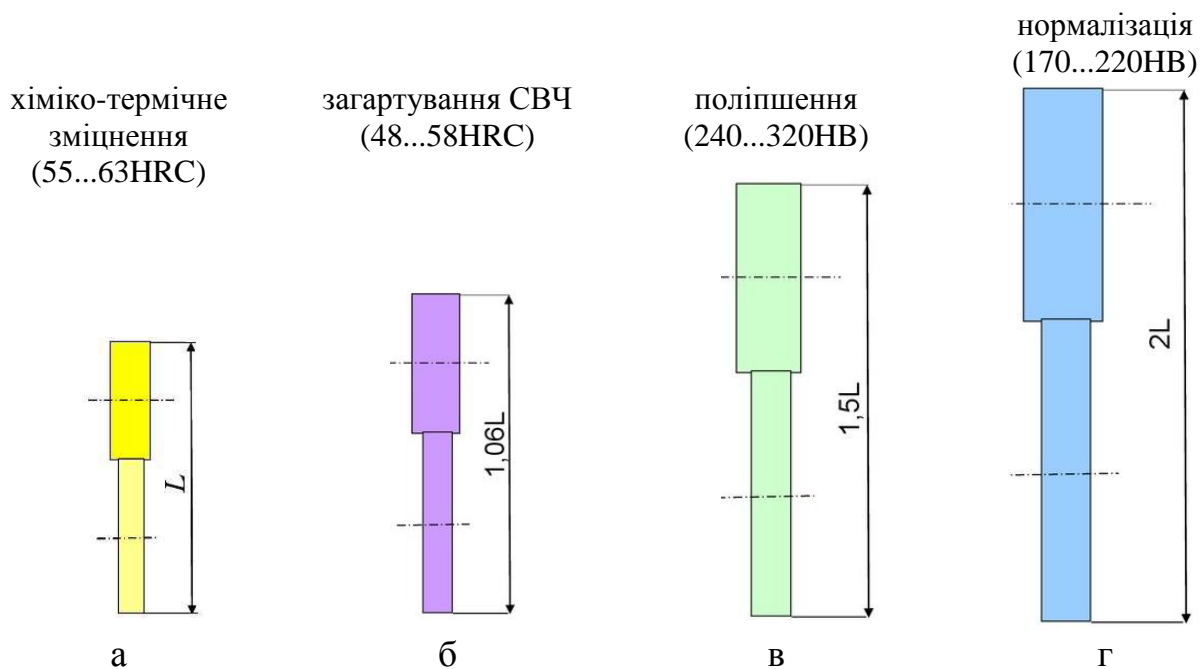


Рисунок 4.6 – Габарити передачі залежно від виду термообробки і твердості робочої поверхні зубців

9.1.4 Типові конструкції циліндричних зубчастих коліс

Конструктивними елементами циліндричного зубчастого колеса є (рис.4.7): 1- зубчастий вінець; 2- обід (несе на собі зубці); 3 – диск (або *стиці*) ; 4 – *маточина*.

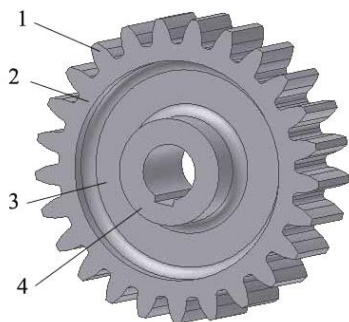


Рисунок 4.7 – Конструктивні елементи
циліндричного зубчастого колеса

Маточина забезпечує сполучення колеса з валом і передачу обертаючого моменту від вала до колеса або навпаки – від колеса до вала.

Розміри конструктивних елементів циліндричних коліс, заготовки для котрих отримані куванням або штампуванням (рис.4.8,а), залежать від модулю зубчастого колеса m і діаметру отвору маточини колеса d_e (тобто діаметру вала, на якому встановлюється це колесо).

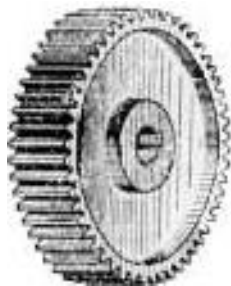
Діаметр маточини приймається рівним:

$$d_{mat} = (1,6 \dots 1,7) d_e$$

Діаметр валу визначається d_e (попередньо) за умови міцності при крученні.

Для прямозубих коліс довжина маточини $b_w = \psi m = (8 \dots 12)m$.

Коли діаметр западин шестірни менше ніж $(1,5 \dots 2,0)d_e$, зубці нарізуються безпосередньо на валу і така конструкція називається *вал-шестерня* (рис.4.8,г).



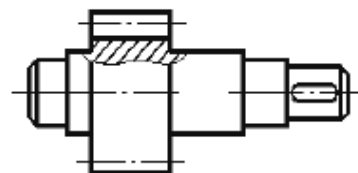
а



б



в



г

Рисунок 4.8 - Конструкції зубчастих коліс: а - дискові, б - зі спицями,
в - суцільні дискові, г – вал-шестерня

Зубчасті колеса невеликого діаметра ($d \leq 200$ мм) можуть виготовлятися із круглого прокату, кованих або штампованих заготовок у вигляді суцільного диска без маточини (рис.4.8,в) або з маточиною (рис.4.8,а).

Колеса середніх діаметрів ($d \leq 600$ мм) виготовляють із заготовок куванням, штампуванням або литтям. У більшості випадків такі колеса мають дискову конструкцію. Наближені розміри елементів цих коліс такі: діаметр

маточини $d_M = (1,8...2,0)d_0$; довжина маточини $l_M = (1,0...1,2) b$; товщина диска $\delta_d = (0, ... 0,35) b$; товщина обода $\delta_0 = (3...4) t$.

При ділільних діаметрах $d > 600 \text{ мм}$ зубчасті колеса виконують *виливними* зі сталі або чавуна зі спицями.

Часто колеса цього розміру виготовляють *збірними*: чавунний литий центр і сталевий бандаж (рис.4.8, б). Збірні (бандажовані) колеса застосовуються з метою економії дорогих легованих сталей для зубчастих коліс, проте виготовлення їх обходиться дорожче виготовлення суцільних коліс. У цьому разі зубчастий вінець насаджують на центральну колісну частину з гарантованим натягом і додатково закріплюють гвинтами.

Розміри фіксуючого буртика на центрі колеса приймаються в залежності від ширини зубчастого вінця b_w : ширина $h = (0,15 ... 0,20)b_w$; висота $t = 0,1b_w$.

Інші конструктивні елементи бандажованих коліс можна приймати як і для штампованих коліс.

Розміри коліс рекомендується обирати у відповідності ГОСТ 13733–77 «Колеса зубчатые цилиндрические мелко модульные прямозубые и косозубые. Типы. Основные параметры и размеры».

9.1.5 Методи виготовлення зубчастих коліс

Сучасні методи утворення поверхонь зубців зубчастих коліс достатньо різноманітні і нараховують у загальній кількості близько 50 найменувань. Сюди належать зубонарізування за допомогою зуборізних інструментів усіх типів, лиття, порошкова металургія та пластичне деформування, яке забезпечує підвищення міцності зубців і високу продуктивність при виготовленні. Вибір будь-якого методу формоутворення зубців залежить від комплексу економічних, експлуатаційних, технологічних вимог, що ставляться до конструкцій зубчастих коліс.

Найбільш широке застосування має нарізування зубців, яке реалізується частіше двома методами: *копіюванням* та *обкочуванням* (рис.4.9).

Методом обкочування одночасно нарізується кілька зубців, а профіль зубців утворюється у вигляді огибаючої лінії послідовних положень різальних кромek інструменту (спеціальне зубчасте колесо - довбач, інструментальна рейка, черв'ячна фреза). Нарізування черв'ячною фрезою має переважне застосування як для коліс з прямими, так і косими зубцями. Метод більш прогресивний, здійснюється аналогічно процесу зачеплення двох коліс. На рис.4.10 показані декілька способів отримання зубчатого колеса методом

обкочування (а – за допомогою зубчатої рейки, б – за допомогою довбача, в – за допомогою фрези).

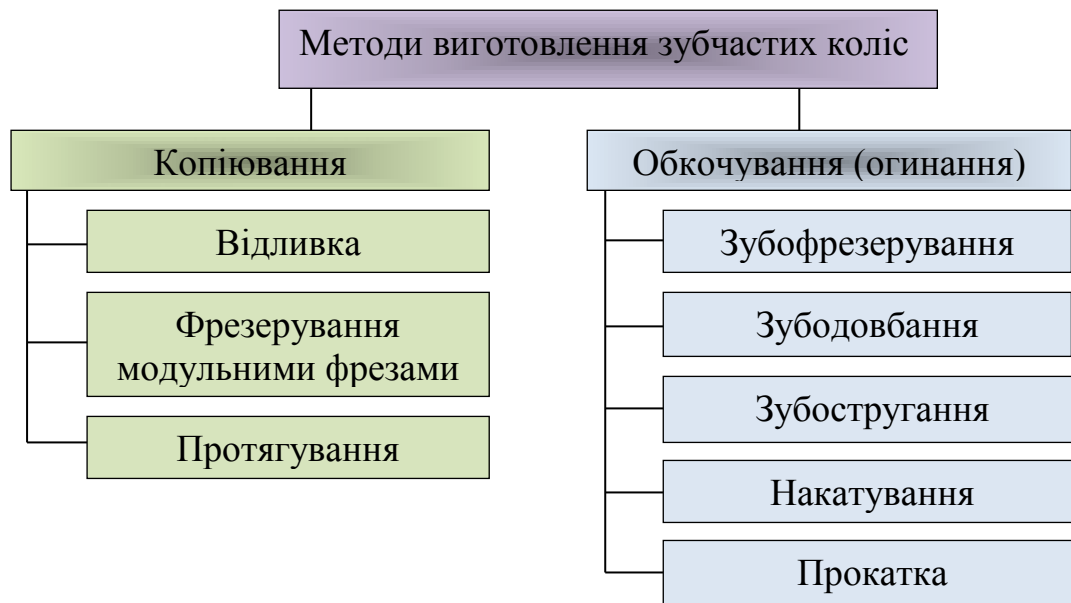


Рисунок 4.9 - Методи виготовлення зубчастих коліс

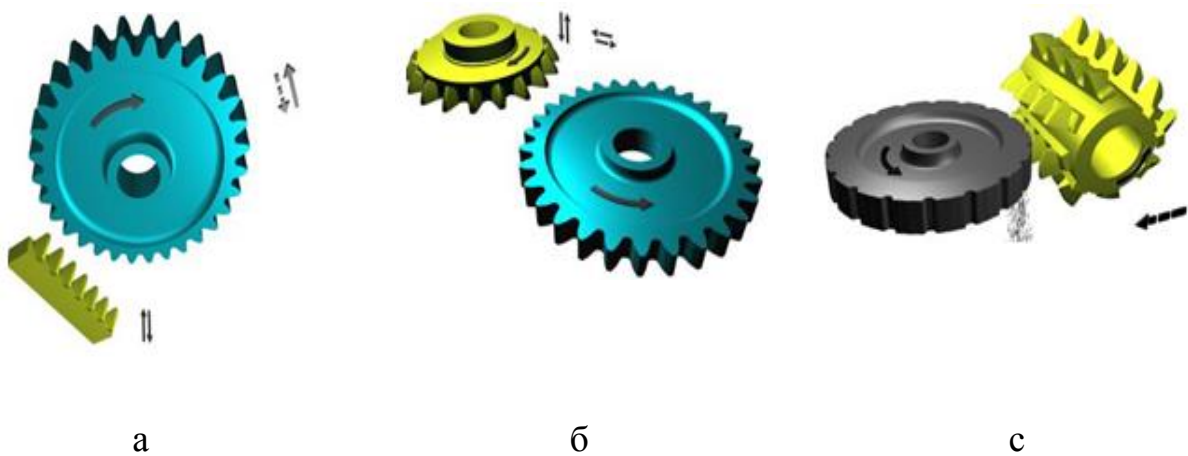


Рисунок 4.10 - Способи отримання зубчатого колеса методом обкочування

9.2 Конічні зубчасті передачі

Конічні передачі призначені для передачі обертального руху в тих між валами, вісі яких перетинаються під деяким кутом Σ . Найбільшого поширення мають передачі з кутом перетину вісей $\Sigma=90^\circ$.

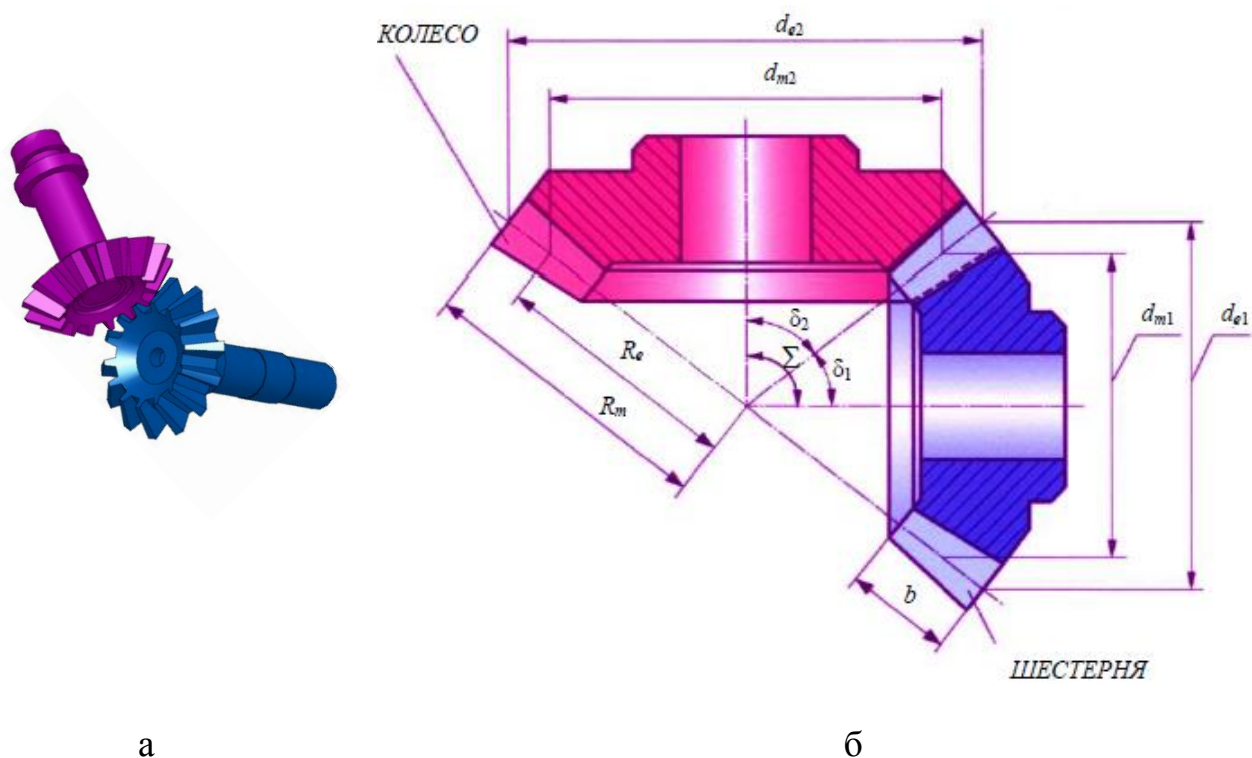


Рисунок 4.11: а - Схема конічної зубчастої передачі;
б - Геометричні параметри конічної передачі

Використовувані в області конічних зубчастих передач терміни, позначення і визначення встановлює ГОСТ 19325-73. «Передачи зубчатые конические. Термины, определения и обозначения».

9.2.1 Особливості геометрії зубів і коліс

Метод розрахунку геометричних параметрів конічної зубчастої передачі, а також геометричних параметрів зубчастих коліс, що приводяться на робочих кресленнях визначає ГОСТ 19624-74. «Передачи зубчатые конические с прямыми зубьями. Расчет геометрии». Цей стандарт поширюється на зубчасті конічні передачі з прямими пропорційна зубами, що знижуються, зовнішнього зачеплення із зовнішнім окружним модулем більше 1 мм, з міжосьовими кутами від 10 до 170 ° і з прямолінійним профілем вихідного контуру, зубчасті колеса яких нарізаються методом обкатки зубостругальними різцями і парними зуборізними головками, а також методом копіювання за шаблоном.

У конічного зубчастого колеса твірною поверхнею є конус.

Лінії перетину бічних поверхонь зубів з ділильної конічної поверхнею називають *лінією зубів*.

Залежно від форми лінії зуба розрізняють конічні передачі з прямими зубами (рис.4.12, а), у яких лінії зубів проходять через вершину ділительного конуса, з тангенціальними (рис. 4.12, б) і з круговими зубами (рис.4.12, в).

Конічні колеса з круговими зубами характеризують нахилом зуба в середньому перерізі по ширині зубчастого вінця. Кут нахилу β_m - гострий кут між дотичній в даній точці до лінії зуба і утворює ділительного конуса. Для прямих зубців $\beta=0$. У кругових зубців кут β змінний: $\beta_e > \beta_m$.

Передачі з прямими зубами мають початковий лінійний контакт в зачепленні, передачі з круговими зубами - точковий.



Рисунок 4.12 - Види конічних передач залежно від форми лінії зуба

Головні недоліки конічних передач:

- конічні передачі складніші від циліндричних у виготовленні та монтажі, оскільки, крім допусків на розміри зубців, необхідно витримувати допуски на кути δ_1 і δ_2 , а при монтажі забезпечувати збіг вершин конусів осьовим регулюванням зубчастих коліс;
- перетин осей валів ускладнює розміщення опор, тому одне з конічних коліс (як правило, шестірня) розміщується консольно, що зумовлює концентрацію навантаження за довжиною зубця і зниження несучої здатності (експериментально встановлено, що допустиме навантаження конічної передачі становить близько 85% еквівалентної циліндричної).

Аналогом початкових і ділительних циліндрів циліндричних зубчастих передач в конічних передачах є початкові і ділительні конуси.

Основні геометричні параметри зачеплення конічних коліс наведені на рис. 4.11,б де:

δ_1 і δ_2 - кути ділительного конуса шестерні та колеса відповідно;

R_e - зовнішня конусна відстань - довжина відрізка твірної ділительного конуса від його вершини до зовнішнього торця;

R_m - середня конусна відстань;

b - ширина вінця зубчастого колеса, обмеженого двома додатковими

конусами - зовнішнім і внутрішнім.

$d_{ei}=m_e z_i$ – діаметр зовнішньої ділильної окружності – лінії перетину ділильного конуса із зовнішнім додатковим конусом; (i – індекси для шестерні ($i = 1$) та колеса ($i = 2$));

$d_{mi} = m_m z_i$ – діаметр середньої ділильної окружності.

9.2.2 Еквівалентне колесо

Профіль зубу на зовнішньому додатковому конусі конусного колеса незначно відрізняється від профілю зуба евольвентного циліндричного колеса з радіусом початкового кола r_v рівному довжині утворюючої додаткового конуса. Ці циліндричні колеса називають *еквівалентними циліндричними колесами*. Тому при визначенні розмірів елементів зачеплення конічних коліс і розрахунках на міцність конічні колеса заміняють на еквівалентні циліндричні прямозубі колеса. Конічну прямозубу передачу з середніми діаметрами коліс d_{m1} і d_{m2} (рис.4.13) можна замінити еквівалентною тобто рівноцінною циліндричною прямозубою передачею з розмірами коліс d_{v1} і d_{v2} , що мають відповідно числа зубів z_{v1} і z_{v2} . При цьому:

Діаметри еквівалентних циліндричних коліс:

$$d_{v1} = \frac{d_{m1}}{\cos \delta_1} \quad \text{і} \quad d_{v2} = \frac{d_{m2}}{\cos \delta_2}$$

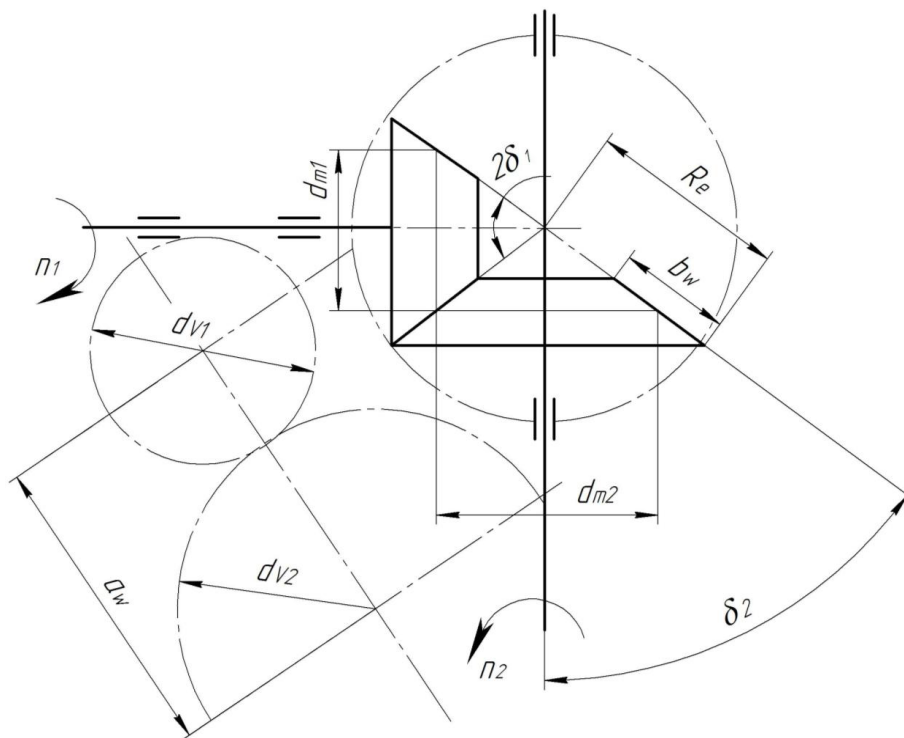


Рисунок 4.13 - Приведення конічного колеса до циліндричного

Їх числа зубів рівні:

$$Z_{v1} = \frac{Z_1}{\cos \delta_1} \quad \text{і} \quad Z_{v2} = \frac{Z_2}{\cos \delta_2}$$

Передатне число конічної передачі:

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_{m2}}{d_{m1}} = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{\sin \delta_2}{\sin \delta_1} = \operatorname{tg} \delta_2 = \operatorname{ctg} \delta_1 \leq 4,5.$$

9.2.3 Осьова форма зуба конічних коліс

Зуби конічних коліс в залежності від зміни розмірів їх нормальних перетинів по довжині виконують трьох осьових форм (рис.4.14):

- *осьова форма I* – зубці, що пропорційно понижуються (рис.4.14, а). Вершини ділильного конуса і конуса западин збігаються, висота ніжки зуба пропорційна конусній відстані. Таку форму використовують в конічних передачах з прямими і тангенціальними зубцями, а також обмежено для передач з круговими зубцями при $m \geq 2\text{мм}$ і $\sqrt{Z_1^2 + Z_2^2} = 20 - 50$;
- *осьова форма II* – зуби нормально звужуються (рис.4.14, б). Вершина конуса западин розташована так, що ширина дна западини колеса постійна, а товщина зуба по ділильному конусу пропорційна конусній відстані. Ця форма забезпечує оптимальну міцність на вигин у всіх перетинах, дозволяє одним інструментом обробляти відразу обидві поверхні зубів колеса, що підвищує продуктивність при нарізанні зубчастих коліс. Є основною для коліс з круговими зубами. Застосовують в масовому виробництві;
- *осьова форма III* – рівновисокі зуби (рис.4.14, в) - твірні ділильного і внутрішнього конусів паралельні. Висота зубів постійна по всій довжині. Застосовують для неортогональних передач з міжосьовим кутом $\Sigma < 40^\circ$ і круговими зубами при $\sqrt{Z_1^2 + Z_2^2} \geq 60$.

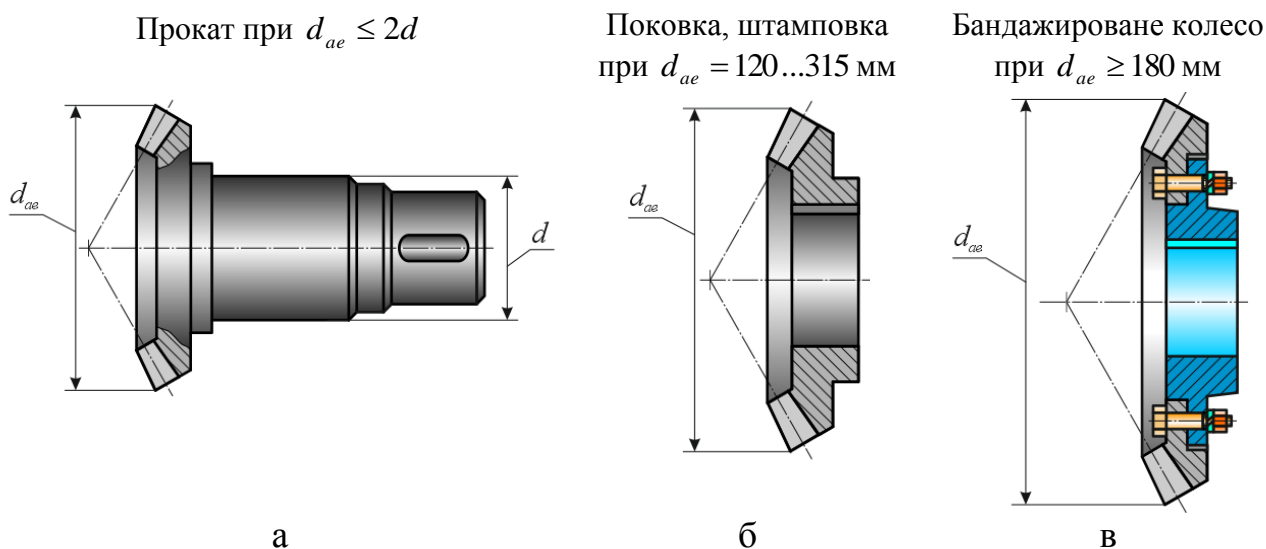


Рисунок 4.14 - Форми конічних коліс

9.3 Черв'ячні передачі

Черв'ячні передачі застосовують у випадках, коли геометричні осі ведучого і веденого валів перехрещуються (зазвичай під прямим кутом).

Черв'ячні передачі виконують у вигляді редукторів, рідше - відкритими.

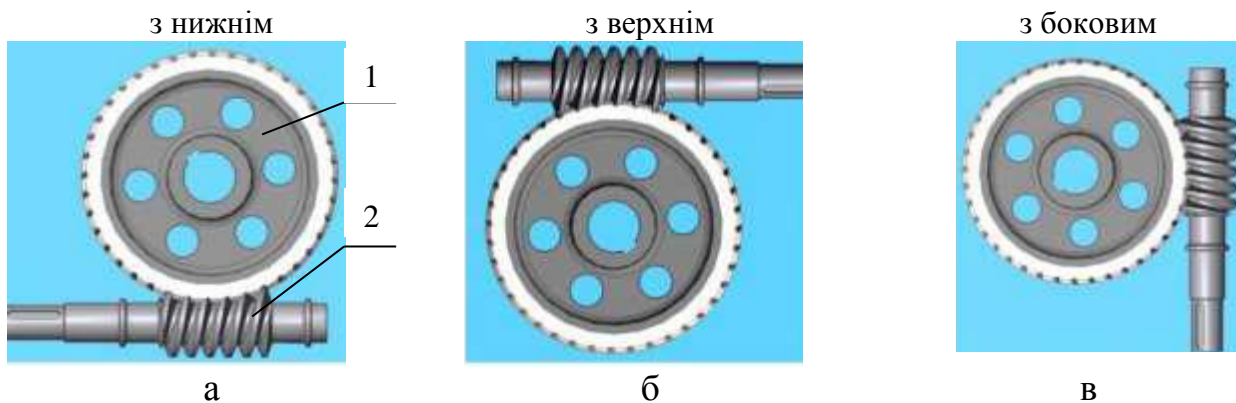
Використовувані в області черв'ячних передач терміни, позначення і визначення встановлює ГОСТ 18498-89 «Передачи червячные. Термины, определения и обозначения».

ДСТУ 2983-95 «Передачі черв'ячні. Терміни та визначення» встановлює терміни, визначення та літерні позначення у галузі геометрії та кінематики черв'ячних передач.

Черв'ячні передачі відносяться до зубчато-гвинтових передач, які мають характерні риси зубчастих і гвинтових передач.

Залежно від розташування черв'яка передачі бувають: з нижнім (рис.4.15,а), з верхнім черв'яком (рис.4.15,б) і боковим (рис.4.15,в).

Черв'ячна передача передає рух за принципом гвинтової пари, де гвинтом є черв'як (як правило, це гвинт із трапецеїдальною різьбою), а колесо подібне сектору, який вирізали з довгої гайки й вигнули по кол. Зачеплення черв'ячної пари подібно зачепленню зубчастого колеса (із зубцями особливої форми) із зубчатою рейкою. Геометричні осі валів при цьому перехрещуються під кутом 90° .



1 – черв'ячне колесо; 2 – черв'як

Рисунок 4.15 – Схема розташування черв'яка відносно черв'ячного колеса

Переваги черв'ячних передач: можливість отримання великого передаточного числа в одній ступені; плавність і малошумність роботи; підвищена кінематична точність.

Недоліки черв'ячних передач: низький ККД; необхідність виготовлення зубів колеса з дорогих антифрикційних матеріалів; підвищені вимоги до точності складання, необхідність регулювання; необхідність спеціальних заходів щодо інтенсифікації тепловідведення.

9.3.1 Особливості черв'ячної передачі:

Особливості черв'ячної передачі як *передачі гвинт-гайка*:

- ковзання профілів, низький коефіцієнт корисної дії (ККД) внаслідок чого передачі використовують у приводах періодичної дії з обмеженням потужності до 50...60 кВт і рідко до 200 кВт. Випуск черв'ячних передач складає біля 10% від випуску зубчастих передач і 50% від загального випуску редукторів;
- широкий діапазон передаточних чисел: $u = 8...1000$ – для кінематичних передач, $u = 8...90$ – для силових передач;
- висока кінематична точність, гарна припрацьовуваність, працює плавно й безшумно.

Особливості черв'ячної передачі як *передачі зубчасте колесо-рейка*:

- висока контактна міцність за рахунок великого зведеного радіусу кривизни профілів;
- підвищена згинна міцність за рахунок аркової форма зубця колеса.

У більшості випадків черв'яки виготовляють як одне ціле з валом, рідше – окремо від вала, а потім закріплюють на валу.

Черв'ячне колесо на відміну від косозубих зубчастих коліс має ввігнуту форму зубця, що сприяє обляганню витків черв'яка. Напрямок і кут підйому зубців черв'ячного колеса відповідають напрямку й куту підйому витків черв'яка. Черв'ячні колеса зазвичай роблять складовими, вінець з бронзи, а маточину зі сталі. Обробку черв'ячного колеса виконують після складання вінця з маточиною.

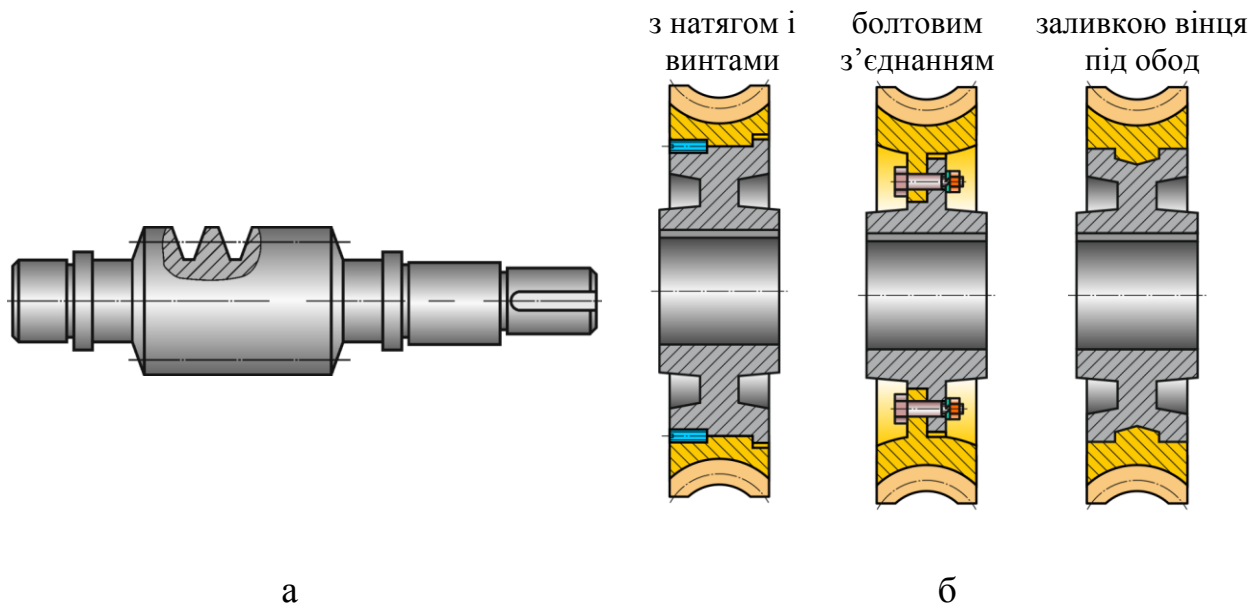


Рисунок 4.16 – Черв'як (а) і способи з'єднання вінця з маточиною (б)

9.3.2 Типи черв'яків

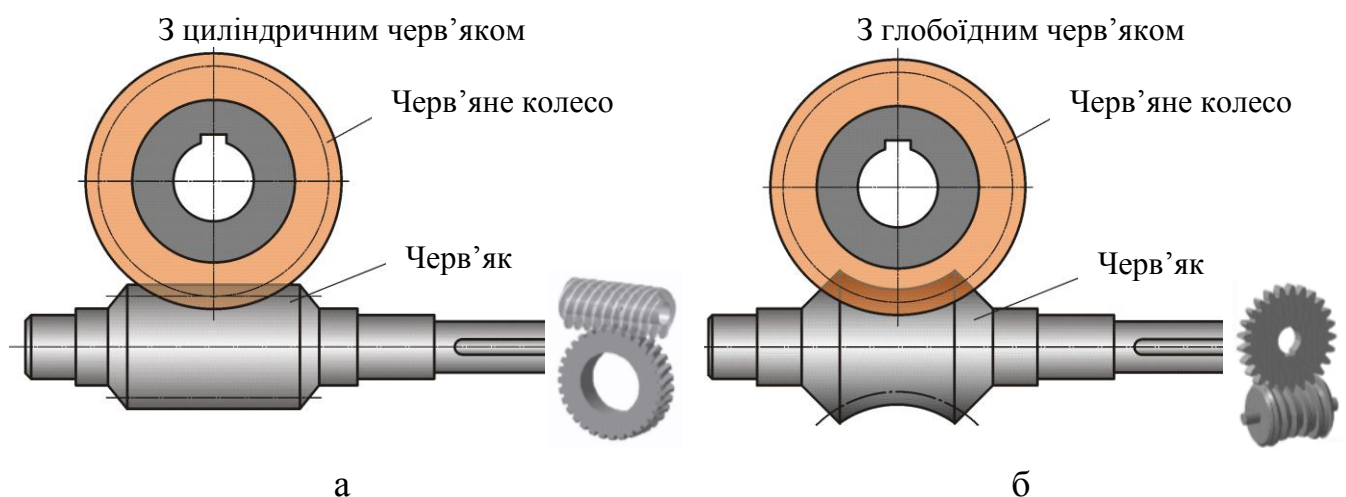


Рисунок 4.17 – Черв'ячна передача за формою тіла черв'яка

За формою тіла черв'яки поділяють на *циліндричні* (рис.4.17,а) і *глобоїдні* (рис.4.17,б). Найбільше застосування знаходять циліндричні черв'яки як більш прості у виготовленні і забезпечуючі досить високу навантажувальну здатність. Передачі з глобоїдними черв'яками мають більшу навантажувальну здатність порівняно з циліндричними, бо вони мають більшу сумарну довжину ліній контакту, однак значно складніше виготовлення і висока чутливість до неточності монтажу обмежує їх використання.

За формою гвинтової поверхні циліндричні черв'яки поділяють на:

- *архімедовий черв'як* (позначення *ZA*, рис.4.18,а) – циліндричний черв'як, торцевий профіль витка якого є архімедовою спіраллю. Цей черв'як подібний до гвинта із трапецеїдальною різьбою;
- *конволютний черв'як* (*ZN*,рис.4.18,б) – торцевий профіль витка є подовженою або скороченою евольвентою (конвалютою);
- *евольвентний черв'як* (*ZI*, рис.4.18,в) – має евольвентний профіль витка в його торцевому перетині (як у косозубого колеса).

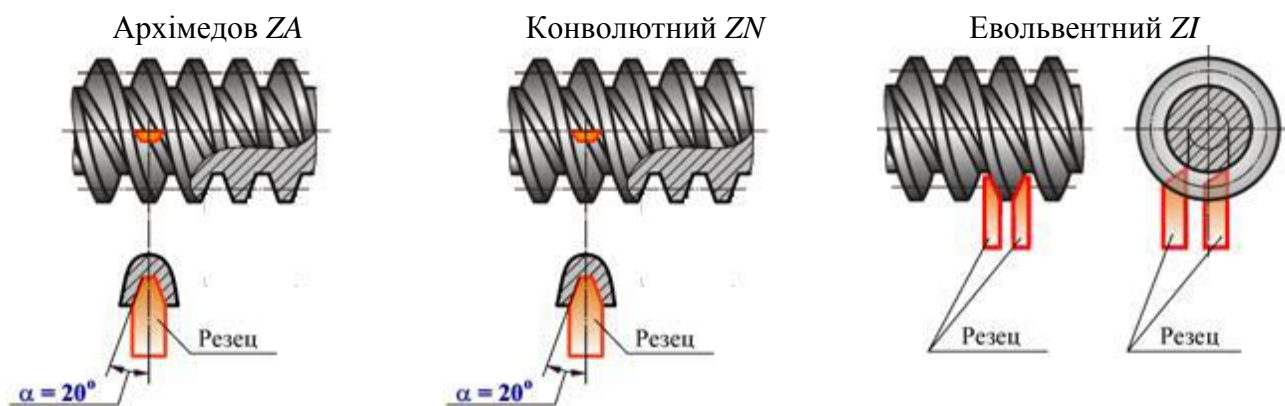


Рисунок 4.18 – Основні типи циліндричних черв'яків

Оскільки навантажувальна здатність черв'яків усіх форм приблизно однакова вибір профілю визначається переважно технологічними факторами. У машинобудуванні із циліндричних черв'яків найпоширеніші архімедові черв'яки. Їх можна нарізати на звичайних токарних або різьбофрезерних верстатах. Однак їх застосовують тільки в передачах, у яких прийнятна твердість черв'яка повинна бути не більш $350HB$ і не потрібно їхнє шліфування. Тому що для шліфування потрібний круг, обкреслений складною кривою (фасонний круг). Евольвентні черв'яки застосовують при необхідності забезпечення високої твердості (більш $45HRC$) і малої шорсткості робочих поверхонь витків, тому що їх можна шліфувати плоскою стороною круга на спеціальних черв'ячно-шліфувальних верстатах.

За числом витків (заходів) різьби черв'яка (рис.4.19):

- з однозахідним черв'яком ($z_1 = 1$);
- багатозахідним черв'яком ($z_1 = 2; 4$).

Найпоширеніший правий напрямок із числом витків черв'яка $z_1 = 1; 2$, що залежать від передаточного числа u .

За напрямом гвинтової лінії:

- з правим напрямом витків (рис.4.20,а);
- лівим напрямом витків (рис.4.20,б).

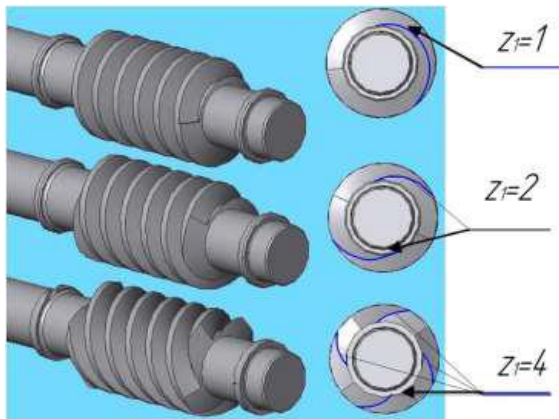


Рисунок 4.19 - Число заходів витків черв'яка

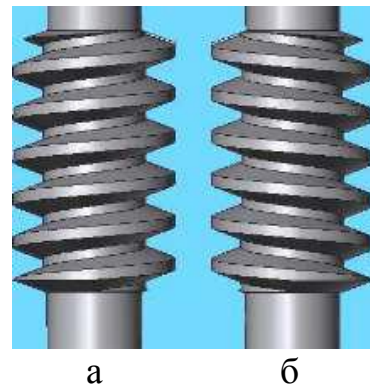


Рисунок 4.20 - Напрямок гвинтової лінії черв'яка

9.3.3 Основні геометричні параметри

Основними геометричними параметрами черв'ячної передачі відповідно до ГОСТ 2144-76 «Передачи червячные цилиндрические. Основные параметры» є:

- 1) число заходів черв'яка Z_1 - кількість гвинтових поверхонь, нанесених на черв'яка. У практиці використовуються черв'яки з числом заходів 1, 2, 4;
- 2) осьовий модуль m_t , величина якого приймається відповідно до стандарту;
- 3) коефіцієнт діаметра черв'яка q , який представляє відношення діільного діаметра до модуля і рівний $q = Z_1 / \tan \alpha$, де α - кут підйому гвинтової лінії черв'яка.

Параметри, що визначають розміри зуба по висоті і товщині, знаходяться за тими ж співвідношенням, що для евольвентного зубчастого зачеплення. Значення величини q стандартизовані і обчислюються в відповідно до модулю в межах $q = 8-28$. Проблема збільшення жорсткості черв'яка при малих значеннях модуля вирішується за рахунок збільшення q . Тому при $m < 1$ мм величину q приймають більше 15.

Черв'ячні перетворювачі при особливих умовах є пристроями незворотними, тобто не дозволяють перетворювати рух від черв'ячного колеса до черв'яка. Ця умова має назву *самогальмування*.

Факторами, що впливають на умову самогальмування, є кут підйому гвинтової лінії α і наведений кут тертя φ (рис.4.21).

Аналітичний вираз умови самогальмування має вигляд

$$\alpha < \varphi = \arctg(f / \cos \alpha), \quad (8.4)$$

де f - коефіцієнт тертя матеріалів черв'яка і колеса.

Збільшення числа заходів черв'яка веде до збільшення α і, отже, до усунення самогальмування передачі.

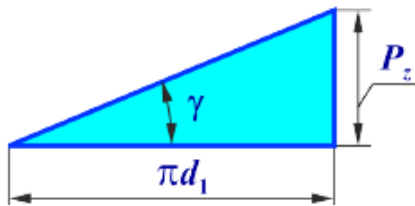


Рисунок 4.21

Ділильний кут підйому витка γ : $P_z = P \cdot Z_1$ - хід витка черв'яка, мм.

Кут γ підйому витка черв'яка на ділильному діаметрі

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{Z_1 p_1}{\pi d_1} = \frac{Z_1 m}{d_1} = \frac{Z_1}{q}.$$

Тема 10

ОСНОВИ РОЗРАХУНКУ ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ НА МІЦНІСТЬ

10.1 Сили, що діють в зубчастих передачах

10.1.1 Сили в зачепленні циліндричних зубчастих коліс

Сила дії одного зубчастого колеса на інше передається по лінії тиску. Це зусилля розподілено по всій ширині зуба для всіх зубів, які знаходяться в даний момент в контакті.

Сили взаємодії зубів визначають в полюсі зачеплення P , напрямки яких на шестерню і колесо протилежні (рис.4.22).

Розподілене по контактних лініях навантаження замінюється рівнодіючою F_n , яка спрямована по лінії зачеплення (нормалі $n-n$), рис.4.23.

Рівнодіючу F_n можна розкласти на три взаємно перпендикулярні складові: *колову* F_t (діє по дотичній до окружностей) і *радіальну* F_r (діє уздовж радіуса до центра колеса) і *осьову* F_a (діє паралельно осі колеса) сили, які визначаються за формулами:

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

$$F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_w / \cos \beta,$$

$$F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta \text{ (для прямозубих і шевронних коліс } F_a=0),$$

$$F_n = \sqrt{F_t^2 + F_r^2} = \frac{F_t}{\cos \alpha_w} = \frac{2T}{d \cdot \cos \alpha_w},$$

де T - крутний момент, Нм;

d - дільний діаметр колеса, м;

$\alpha_w=20^\circ$ - кут зачеплення.

β - кут нахилу зубів.

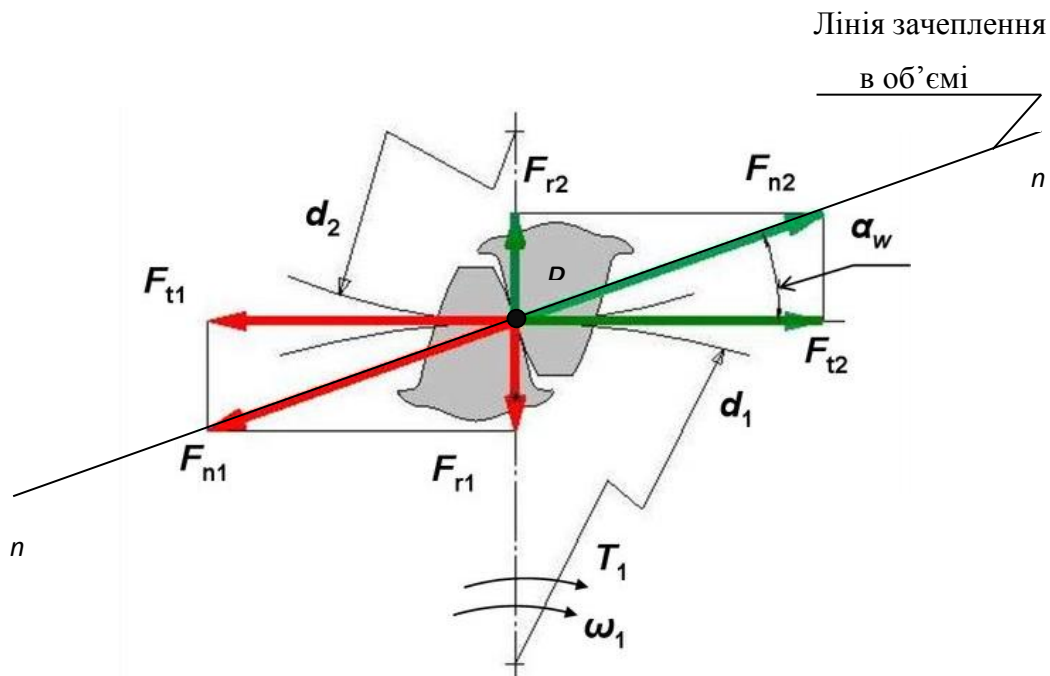


Рисунок 4.22 - Сили, що діють у полюсі прямозубого зубчастого зачеплення
Сили в циліндричній прямозубій передачі

Такий розподіл сил є зручним для розрахунків зубців, валів і опор.

Перекочування зубів відбувається з ковзанням одного профілю по іншому і тому в зачепленні виникає також сила тертя:

$$F_m = fF_n$$

Силами тертя в зачепленні нехтують.

У косозубих передач зуби входять в зачеплення поступово, а не всієї довжиною відразу, як у прямозубих передач. Це значно знижує шум і додаткові динамічні навантаження. У пари сполучених косозубих коліс кути β рівні за величиною, але протилежні за напрямком. Чим більше кут нахилу β , тим вище

плавність зачеплення, оскільки зуб входить в зачеплення не відразу всією довжиною, а поступово. З підвищенням кута β зростає осьова сила F_a , що додатково навантажує підшипники, тому $8^\circ \leq \beta \leq 18^\circ$. Косозуба передача застосовується в відповідальних механізмах при середніх і високих швидкостях. Недолік косозубих коліс – виникає осьова сила на опорі. Вона відсутня у шевронних коліс.

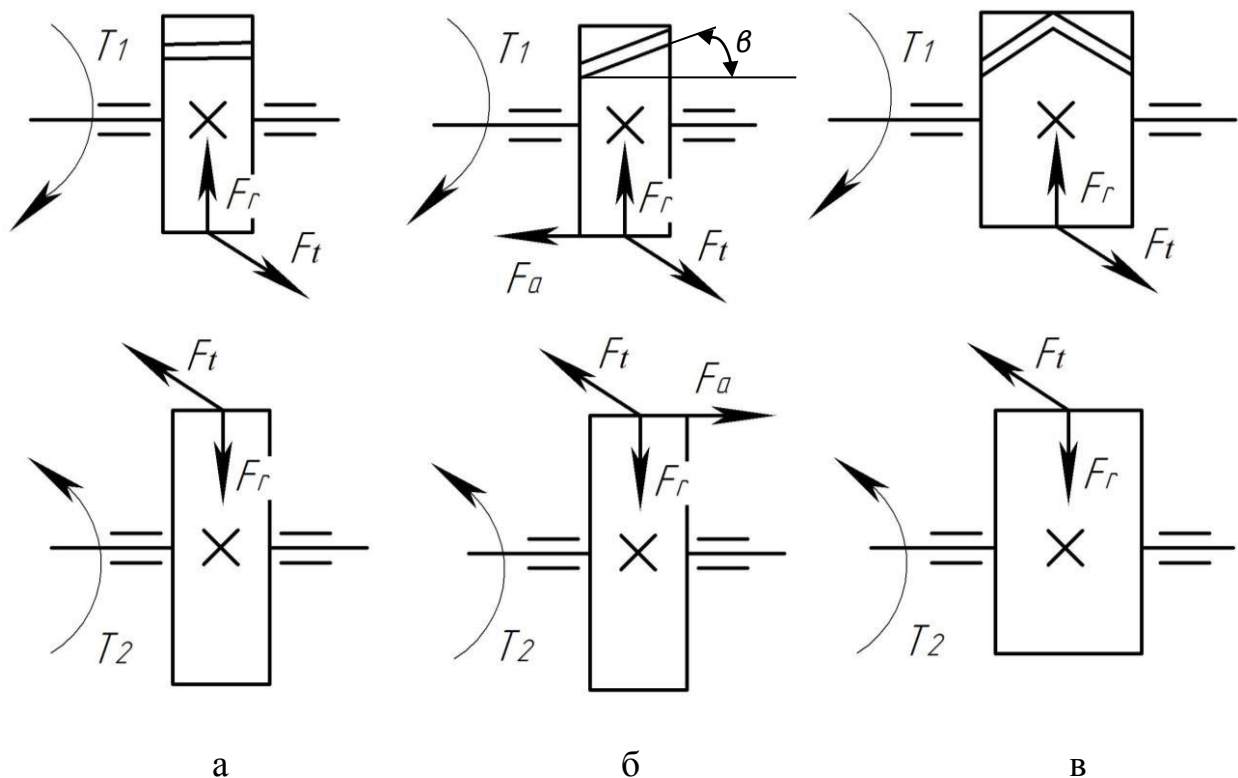


Рисунок 4.23 – Сили, які діють у зачепленні циліндричних коліс:
а – прямозубих; б – косозубих; в - шевронних

10.1.2 Сили в зачепленні конічних коліс

Силу F_n вважають прикладеною перпендикулярно поверхні зуба на середньому ділільному діаметрі. Силу F_n розкладають на складові: колову силу F_t , радіальну силу F_r і осьову F_a (рис.4.24).

При відомому обертальному моменту T_1 визначають колову силу F_t на середньому ділільному діаметрі шестірні d_1 , а потім складають інші - радіальну силу F_r і осьову F_a .

Колова сила:

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2T_2}{d_2}$$

Нормальна сила

$$F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha}$$

Цю силу можна розкласти на F_t і F_l :

$$F_l = F_n \sin \alpha = F_t \operatorname{tg} \alpha$$

У свою чергу F_l розкладається на радіальну силу

$$F_r = F_n \sin \alpha \cdot \cos \delta = F_t \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta$$

і осьову силу

$$F_a = F_n \sin \alpha \cdot \sin \delta = F_t \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta$$

Аналогічні складові діють з боку шестерні на колесо: $F_{r2} = F_{a1}$;
 $F_{r2} = F_{a1}$

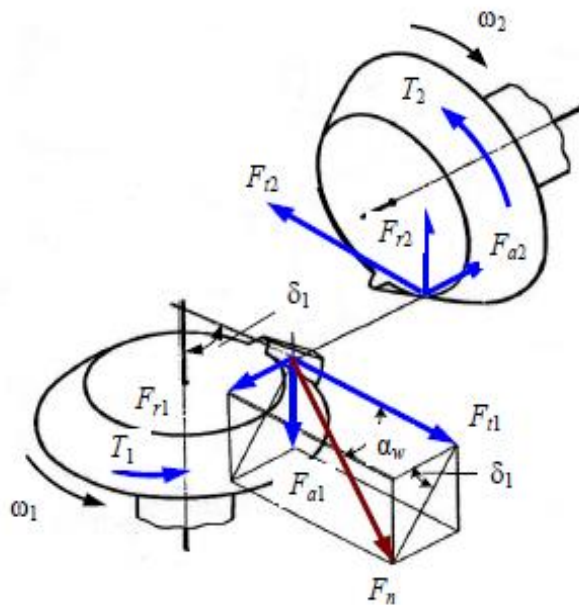


Рисунок 4.24 – Зусилля в конічній прямозубій передачі

10.1.3 Сили, що діють в черв'ячному зачепленні

У навантаженій черв'ячній передачі сила взаємодії між витками черв'яка і зубцями колеса, розподілена за лінією їх контакту, замінюється зосередженою нормальною силою, прикладеною в середньому перерізі колеса в полюсі зачеплення.

Колова сила на черв'яку F_{t1} дорівнює осьовій силі на колесі F_{a2} :

$$F_{t1} = F_{a2} = \frac{2T_1}{d_1}$$

Колова сила на колесі F_{t2} , дорівнює по модулю осьовій силі на черв'яку F_{a1} :

$$F_{t2} = \frac{2T_2}{d_2} = F_{a1}$$

Радіальна сила на черв'яку F_{r1} дорівнює радіальній силі на колесі F_{r2} :

$$F_{r2} = F_{r1} = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha$$

У цих залежностях T_1 і T_2 - обертаючі моменти на валах черв'яка і колеса, α - кут профілю витка черв'яка.

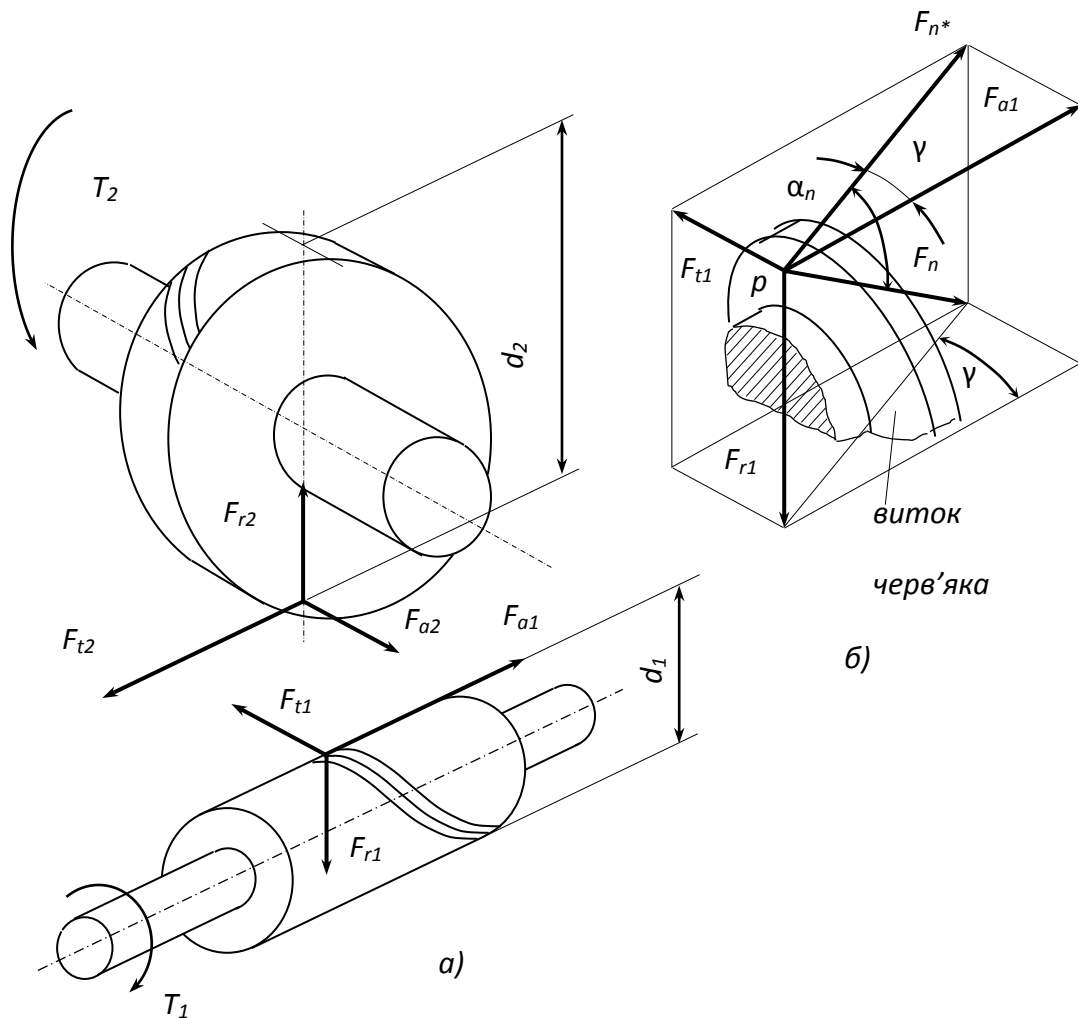


Рисунок 4.25 - Зусилля в черв'ячному зачепленні черв'ячній передачі

10.1.3.1 Ковзання в черв'ячній передачі, ККД передачі

У черв'ячній передачі на відміну від зубчастої колові швидкості V_1 та V_2 не співпадають. Вони спрямовані під кутом 90° та відрізняються за значенням. У відносному русі початкові циліндри ковзають. При одному оберті черв'яка колесо повернеться на кут, яких охоплює число зубців колеса, що дорівнює числу заходів черв'яка.

При русі витки черв'яка ковзають по зубцях колеса, як у гвинтовій парі. Швидкість ковзання V_s спрямована по дотичній до гвинтової лінії черв'яка: V_s

Велике ковзання є причиною зниження ККД, підвищеного зносу та заїдання.



Для черв'ячних передач характерні великі швидкості ковзання і несприятливий напрям її щодо лінії контакту (рис.4.26).

Швидкість ковзання спрямована по дотичній до лінії витка черв'яка:

$$v_{ков} = \frac{v_1}{\cos \gamma}$$

де $v = \frac{\pi d_1 n_1}{60000}$ - колова швидкість, м/с, на початковому діаметрі черв'яка.

Умовою відсутності заїдання і інтенсивного зносу є існування рідинного тертя між витками черв'яка і зубами колеса. Ця умова виконується при існуванні в зоні контакту клиновидного зазору в напрямку вектора швидкості ковзання. При ковзанні поверхонь уздовж лінії контакту масляний клин утворитися не може.

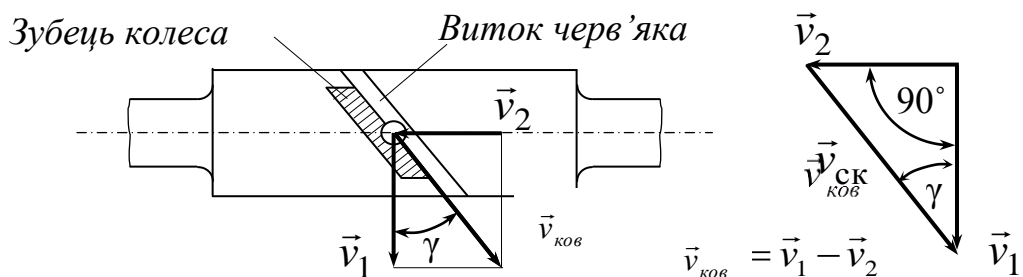


Рисунок 4.26 - Зв'язок швидкостей в черв'ячній передачі

Ковзання в зачепленні. Швидкість ковзання $\vec{v}_{\text{ск}}$ спрямована по дотичній до гвинтової лінії черв'яка. Як відносну швидкість її виражають через абсолютні швидкості черв'яка і колеса, що у даному випадку є коловими швидкостями \vec{v}_1 і \vec{v}_2 :

$$\begin{aligned}\vec{v}_{\text{ск}} &= \vec{v}_1 - \vec{v}_2; \\ v_{\text{ск}} &= \sqrt{v_1^2 + v_2^2} = v_1 / \cos \gamma;\end{aligned}\quad (4.8)$$

$$\begin{aligned}v_1 &= \frac{\omega_1 d_1}{2 \cdot 10^3} = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 10^3}; & v_2 &= \frac{\omega_2 d_2}{2 \cdot 10^3} = \frac{\pi d_2 n_2}{60 \cdot 10^3}; \\ v_2 / v_1 &= \operatorname{tg} \gamma,\end{aligned}\quad (4.9)$$

де n_1, n_2 – частоти обертання черв'яка і колеса відповідно, м/с.

ККД черв'ячної передачі. Визначається по формулі

$$\eta = T_2 \omega_2 / T_1 \omega_1,$$

де T_1 і ω_1 – обертовий момент і кутова швидкість черв'яка; T_2 і ω_2 – те ж для колеса.

Для закритої передачі ККД визначається втратами в зачепленні, у підшипниках, на перемішування і розбризкування масла. Звичайно основними є втрати в зачепленні. Їх визначають за формулою

$$\eta = 0,95 \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \rho)}, \quad (4.10)$$

де ρ – кут тертя, $\operatorname{tg} \rho = f$ (f – коефіцієнт тертя у витках черв'яка);

0,95- множник, що враховує втрати енергії на перемішування масла при змазуванні зануренням.

Коефіцієнт тертя залежить від швидкості ковзання.

З формули (4.10) випливає, що ККД передачі зростає зі збільшенням числа витків(заходів) черв'яка (збільшується кут підйому γ) і зі зменшенням коефіцієнта тертя f .

У попередніх розрахунках можна для $z_1 = 1; 2; 4$ відповідно прийняти $\eta = 0,7 \dots 0,75$; $0,75 \dots 0,82$; $0,87 \dots 0,92$.

Невисокий ККД свідчить про те, що в черв'ячній передачі значна частина енергії перетворюється в теплоту. Викликане цим підвищення температури

погіршує захисні властивості масляного шару, збільшує небезпеку заїдання і вихід передачі з ладу.

Для запобігання надмірного підвищення температури масла оцінюють тепловий баланс між тепловиділенням і тепловіддачею і при необхідності реалізують заходи, що зменшують тепловиділення чи збільшують тепловіддачу.

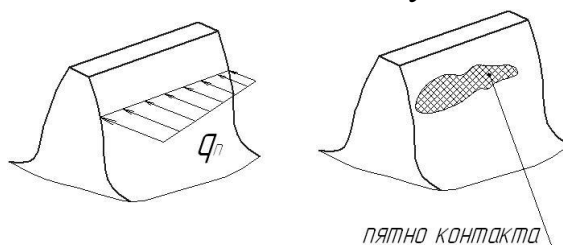
10.2 Загальні підходи до проектування зубчастих передач

Проектування будь-якої зубчастої передачі може бути представлено в узагальненій формі у вигляді такого алгоритму:

- 1) складання кінематичної схеми;
- 2) вибір матеріалу зубчастих коліс та виду термообробки;
- 3) визначення величини критеріальних показників працездатності передачі; допустимих контактних $[\sigma_H]$ та згинальних $[\sigma_F]$ напружень, та максимальних допустимих контактних $[\sigma_H]_{max}$ та згинальних $[\sigma_F]_{max}$ напружень при короткочасних перевантаженнях;
- 4) визначення основних геометричних параметрів передачі (a – міжосьова відстань, b – ширина зубчастого вінця, d – ділильні діаметри зубчастих коліс, z – кількість зубців коліс, m – модуль зачеплення тощо);
- 5) визначення сил у зачепленні;
- 6) перевірка виконання умов міцності зубців спроектованої передачі ($\sigma_H \leq [\sigma_H]$, $\sigma_F \leq [\sigma_F]$, $\sigma_{H\ max} \leq [\sigma_H]$).

10.3 Розрахункове навантаження

Розрахунок зубчастих передач ведеться за розрахунковими навантаженням. За розрахункове навантаження приймають максимальне значення питомого навантаження розподіленої по контактній лінії зуба.



Внаслідок пружних деформацій і похибок виготовлення зубчастих коліс, валів, опор та інших деталей передач навантаження між елементами зачеплення розподіляється нерівномірно. Для урахування впливу цих факторів на міцність

зубів номінальне навантаження при розрахунку збільшують введенням коефіцієнта навантаження K , який визначається як

$$K = K_\alpha \cdot K_\beta \cdot K_v. \quad (4.11)$$

Коефіцієнтам K_α , K_β , K_v приписується індекс H ($K_{H\alpha}$, $K_{H\beta}$, K_{Hv}) при розрахунку на контактну міцність і індекс F ($K_{F\alpha}$, $K_{F\beta}$, K_{Fv}) при розрахунку на згинальну міцність.

Коефіцієнт K_α враховує нерівномірність розподілу навантаження між зубами (залежить від швидкості і ступеня точності). Для прямозубої передачі $K_{H\alpha} = K_{F\alpha} = 1$.

Коефіцієнт K_β враховує нерівномірність розподілу навантаження по ширині вінця зубчастого колеса (залежить від жорсткості зачеплення, розташування зубчатих коліс на валах відносно опор (рис.4.28), типу вольниць та ін.).

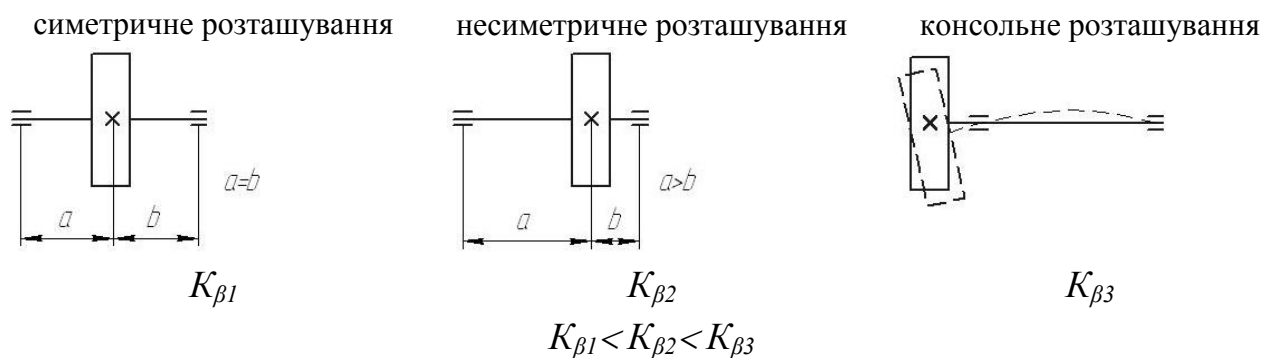


Рисунок 4.27 – Схеми розташування зубчатих коліс на валах відносно опор

Найбільш доцільним є симетричне розташування при $K_{\beta 1} \rightarrow \min$.

Коефіцієнт динамічності K_v враховує дію динамічних навантажень в зачепленні (залежить від швидкості і від ступеня точності зубчастих коліс). В якості середніх значень приймають $K_{Hv} = 1,05 - 1,1$; $K_{Fv} = 1 - 1,4$.

Розрахункове навантаження визначається як:

$$F = F_{ном} K, \quad (4.12)$$

де $F_{ном}$ - номінальне навантаження.

В якості розрахункової навантаження для зубчастих передач розглядається розрахунковий крутний момент T_p :

$$T = T_{ном} K, \quad (4.13)$$

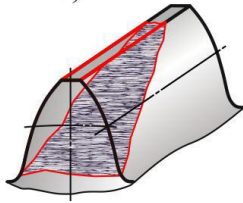
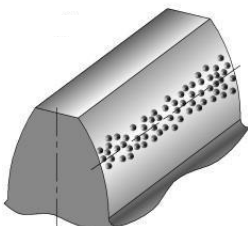
де $T_{ном}$ - номінальний крутний момент.

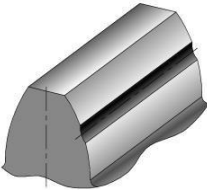
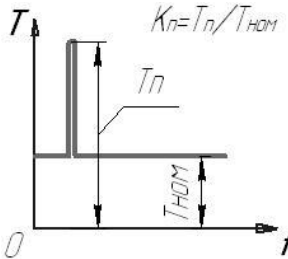
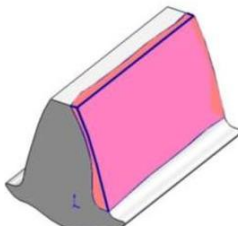
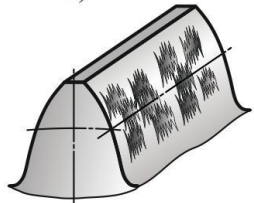
Зазвичай значення коефіцієнта навантаження знаходиться в інтервалі 1,1 ... 1,5.

Таким чином, завжди розрахунковий крутний момент $T_p > T_{ном}$.

10.4 Основні види руйнування зубців

В таблиці наведені види руйнування зубчастих передач, що частіше зустрічаються, а також критерії працездатності, виконання яких забезпечать їх відсутність.

Вид руйнування	Опис	Критерій працездатності	Заходи запобігання
<p>Втомний злам зубів</p> 	<p>Виникає при багатократній дії змінних напруг σ_F</p>	<p>Об'ємна міцність $\sigma_F \leq [\sigma_F]$</p>	<ul style="list-style-type: none"> - збільшення модуля зубців; - використання корегування; - зміцнення поверхні зубців у зоні концентрації напружень; - підвищення точності виготовлення та монтажу; - захист передачі від перевантажень
<p>Втомне викришування бічних поверхонь зубів</p> 	<p>Зумовлене дією циклічних контактних напружень σ_H на робочих поверхнях зубів. Матеріал відшаровується, виникають заглиблення (раковини)</p>	<p>Контактна (поверхнева) міцність $\sigma_H \leq [\sigma_H]$</p>	<ul style="list-style-type: none"> - обмеження контактних напружень за допомогою розрахунків розмірів передачі; - підвищення твердості поверхонь зубців термообробкою; - підвищення точності виготовлення зубчастих коліс та монтажу.

<p>Крихий злам або пластична деформація</p> 	<p>Виникає при короткочасному перенавантаженні (пікових навантажень)</p> 	<p>Об'ємна міцність при перенавантаженні $\sigma_{Fmax} = \sigma_F K_{\Pi} \leq [\sigma_{Fmax}]$</p> <p>Контактна міцність при перенавантаженні $\sigma_{Hmax} = \sigma_H \sqrt{K_{\Pi}} \leq [\sigma_{Hmax}]$</p>	<ul style="list-style-type: none"> - збільшення твердості поверхонь; - використання мастила підвищеної в'язкості
<p>Знос</p> 	<p>В місцях контакту двох зубів спостерігається відносне ковзання, яке супроводжується стиранням бічних поверхонь поверхонь зубів</p>	<p>Зносостійкість $I_{\Phi} \leq [I]$</p>	<ul style="list-style-type: none"> - збільшення твердості активних поверхонь; - надійний захист від забруднення; - використання мастил із відповідними властивостями
<p>Заїдання чи захоплення</p> 	<p>Внаслідок високих контактних тисків і тертя відбувається підвищення температури, виникає мікрозварювання поверхневих шарів і руйнування цих зв'язків</p>	<p>Теплостійкість $t, ^\circ C \leq [t, ^\circ C]$</p>	<ul style="list-style-type: none"> - азотування, - ціанування зубців; - застосування протизадирних мастил; - використання зубців із модифікацією профілю; - охолодження мастила

Розглянуті види руйнування зубців зубчастих передач не в однаковій мірі вивчені до цього часу. Найглибше теоретично і практично досліджені явища втомного викришування активних поверхонь зубців, що спричинені контактними напруженнями σ_H , та явища втомної поломки зубців, які є результатом циклічної дії напружень згину σ_F у зубцях. Вибір норм допустимих напружень $[\sigma]_H$ та $[\sigma]_F$ сприяє запобіганню появи інших видів руйнування зубців зубчастих передач.

Таким чином, з урахуванням вищезначеного критерій роботоздатності закритих передач – контактна витривалість активних поверхонь зубців, а критерій роботоздатності відкритих передач – витривалість зубців при згині.

Запобіганню появи інших видів руйнування зубців сприяє вибір допустимих напружень в контакті та при згині.

10.5 Критерії роботоздатності і розрахунку зубчастих передач

При передачі крутного моменту в зачепленні пари зубців діє нормальна сила F_n (рис.4.28,а), що направлена перпендикулярно до робочих поверхонь зубців. Ця сила викликає біля ніжки зубця найбільші згинальні напруження σ_F , а у місці контакту – контактні напруження σ_H . Для кожного зубця σ_H та σ_F не є постійними. Вони змінюються в часі за деяким пульсуючим циклом (рис.4.28,б). Ці зміни напруження є причиною втомного руйнування зубців.

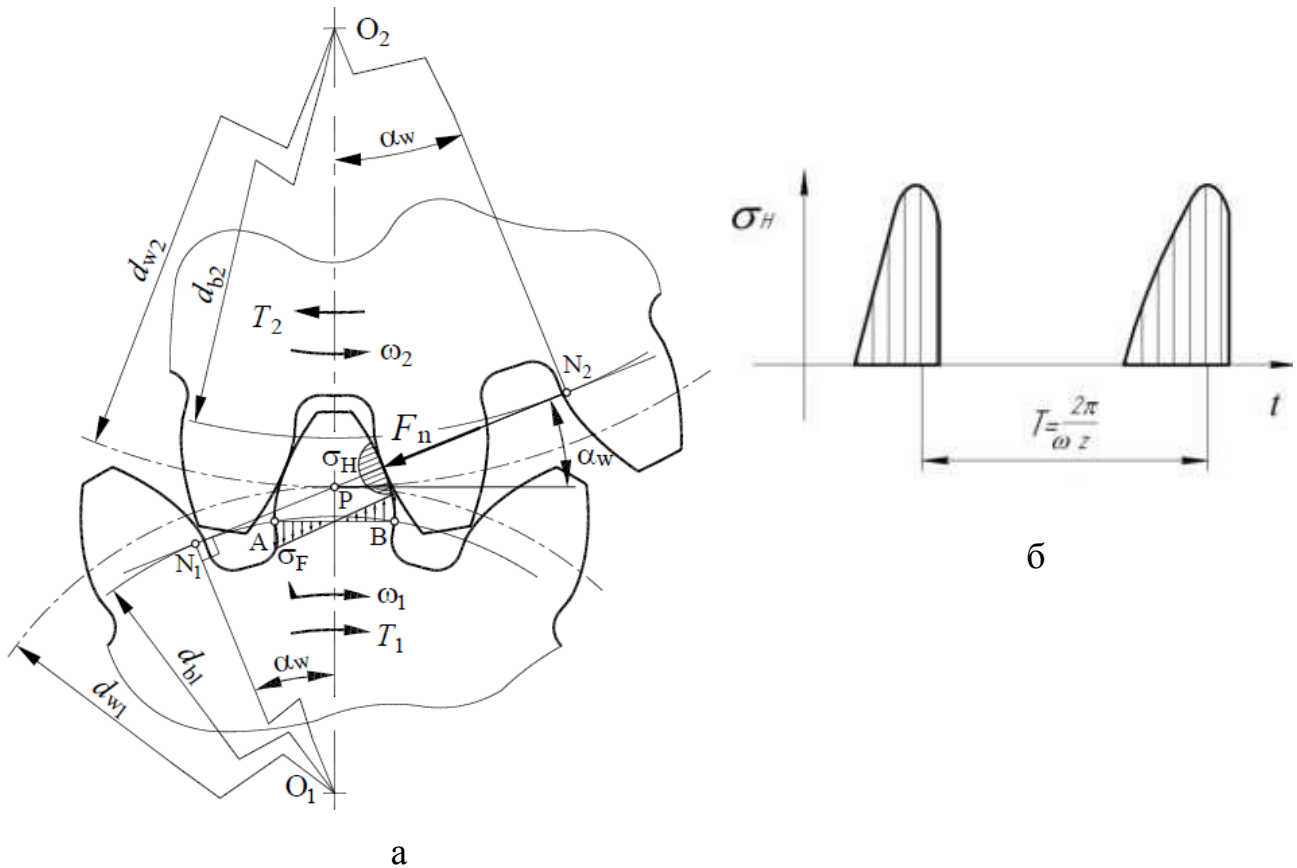


Рисунок 4.28 – Картина напруженого стану зуба

Всі види пошкодження поверхні зубів пов'язані з контактними напруженнями і тертям.

Контактні напруження σ_H виникають у місці контакту зубців і викликають викришування поверхонь зубців поблизу полюса зачеплення в області ніжок зубців.

Напруження згинання σ_F виникають в області ніжок і викликають руйнування зубців від втоми.

У сучасній методиці розрахунку зубчастих передач на міцність із двох напружень σ_H та σ_F за основне у більшості випадків беруть контактне

напруження σ_H , оскільки в межах заданих габаритних розмірів зубчастих коліс σ_H залишається постійним, а σ_F можна зменшити, збільшуючи модуль зубців.

Основні критерії працездатності зубів:

- *контактна міцність активних поверхонь зубців* (контактна витривалість) - це здатність контактуючих поверхонь зубів сприймати дії змінних напружень без появи втомного викришування зубів;
- *міцність зубців при згині* (витривалість при згині) - здатність зубів сприймати дії змінних напружень без втомного руйнування зубів.

Втомне викришування зубів попереджають розрахунком на міцність від втоми по контактуючим напруженням.

Втомне руйнування зубів попереджають розрахунком на міцність по напруженням згину.

Навантажувальна здатність - навантаження, яке може безвідмовно передавати зубчаста передача протягом заданого строку служби при заданих режимах і умовах експлуатації.

Мета розрахунків зубчастих передач - забезпечення роботоздатності по всіх розглянутих критеріях. При проектному розрахунку визначають геометричні розміри зубчастої передачі по заданих умовах навантаження. При перевірочному розрахунку по відомих параметрах передачі визначають її навантажувальну спроможність або відповідність основним критеріям роботоздатності.

Розрахунок на міцність сталевих евольвентних циліндричних зубчастих передач зовнішнього зачеплення із модулем $m > 1$ мм стандартизовано (ГОСТ 21354-87 «Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность»). Стандарт рекомендує виконувати такі види розрахунків міцності зубців циліндричних евольвентних передач:

- розрахунок на контактну втому; виконується, щоб запобігти втомному викришуванню активних поверхонь зубців;
- розрахунок на контактну міцність при дії максимального навантаження (розрахунок на контактну міцність); виконується, щоб запобігти залишковій деформації або крихкому руйнуванню поверхневого шару зубців;
- розрахунок на втому при згині; виконується, щоб запобігти втомній поломці зубців;
- розрахунок на малоциклову втому при згині; виконується, щоб запобігти поломці зубців від малоциклової втоми при плавному та ударному навантаженнях.

З цих чотирьох розрахунків циліндричних та конічних передач, розглянутих вище, вибір необхідних для даної передачі визначається її конструктивним виконанням.

Для закритих зубчастих передач основним розрахунком є розрахунок на контактну міцність; розрахунок на згин виконується як перевірочний із метою визначення мінімально можливого значення модуля зачеплення.

При дуже високій твердості ($HB > 56 \text{ HRC}$) робочих поверхонь розміри передачі визначають розрахунком зубів на міцність при згині, а розрахунок на контактну міцність є перевірочним.

Відкриті зубчасті передачі розраховуються на згин.

Отже, схема розрахунків циліндричних та конічних передач має вигляд, поданий таблицею:

Таблиця 4.2 - Схема розрахунків циліндричних та конічних передач

Вид передачі Критерій роботоздатності	Закрита ($HB \leq 350$)	Відкрита
Контактна витривалість	Проектний розрахунок: визначають d_{wl}	—
Витривалість на згин	Перевірочний розрахунок: $\sigma_{Fi} \leq [\sigma_{Fi}]$	Проектний розрахунок: визначають m
Контактна міцність при перевантаженні	Перевірочний розрахунок: $\sigma_{HM} \leq [\sigma_{HM}]$	
Міцність на згин при перевантаженні	Перевірочний розрахунок: $\sigma_{FM} \leq [\sigma_{FM}]$	

10.5.1 Розрахунок на контактну міцність активних поверхонь зубів передач

Розрахунок на контактну міцність робочих поверхонь зубів стандартизований і є основним для закритих передач.

Мета розрахунку – запобігти утомному викришуванню зубців.

Експериментально встановлено, що найменшу контактну міцність має зона активних поверхонь зубів навколо полюсу (рис), в якій на зубці діє повне навантаження в зачепленні і швидкості ковзання зубів не дорівнюють нулеві. Проте, розрахунок передач виконують для фази зачеплення в полюсі, оскільки його положення відоме заздалегідь.

Умова контактної міцності

$$\sigma_H \leq [\sigma_H], \quad (4.14)$$

де σ_H – максимальне контактне напруження,
 $[\sigma_H]$ – допустимі контактні напруження.

Розрахункові значення σ_H однакові для шестерні і колеса, проте значення допустимих контактних напружень для шестерні $[\sigma_{H1}]$ і колеса $[\sigma_{H2}]$ можуть бути неоднакові. Тому розрахунок на контактну міцність виконують для того колеса пари, яке має менше припустиме напруження σ_H .

Основою для розрахунків на контактну міцність є формула Герца:

$$\sigma_H = Z_E \sqrt{K_H W / \rho_{3B}}$$

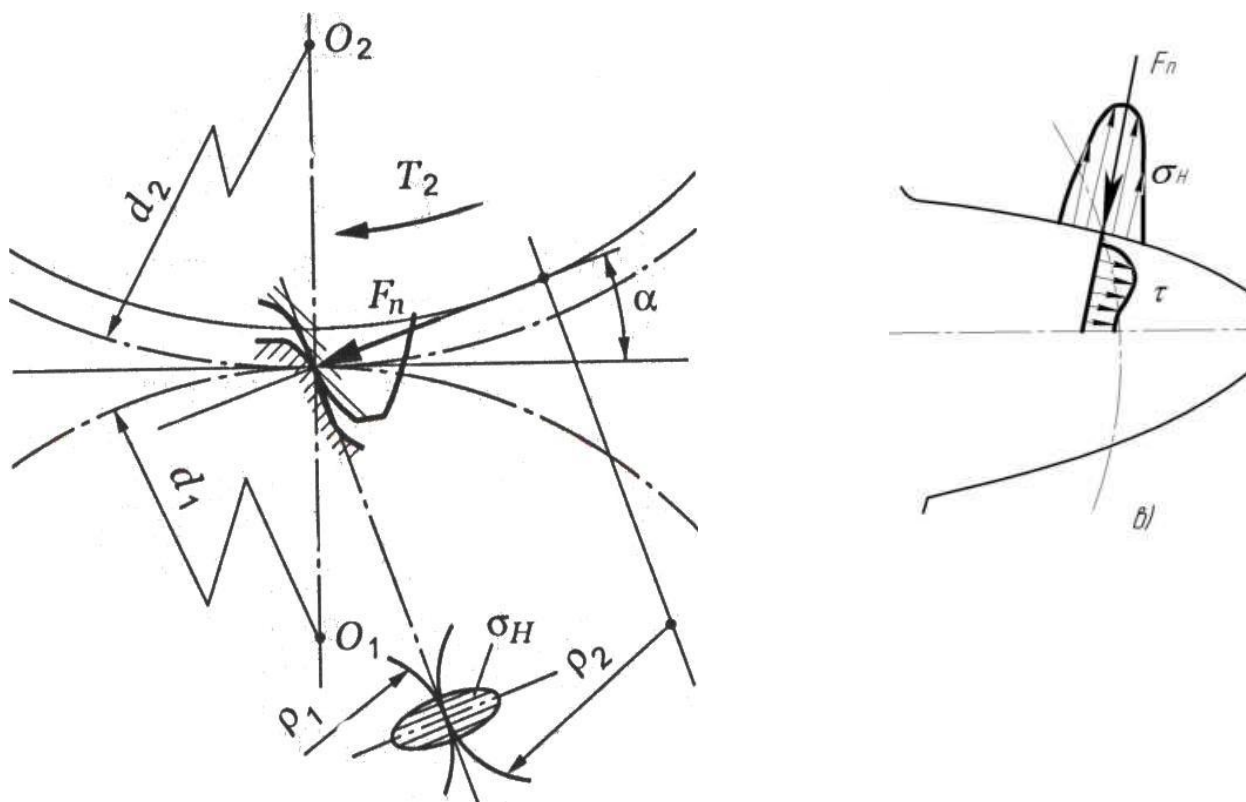


Рисунок 4.29 – Схема до розрахунку контактної міцності зубів

Напруження σ_H у зоні контакту двох деталей, притиснутих одна до однієї навантаженням W , залежать від механічних властивостей матеріалів шестерні та колеса (враховує коефіцієнт Z_E), характеру навантаження (враховує коефіцієнт навантаження K_H) і кривизни двох поверхонь (враховує зведений радіус кривизни ρ_{3B} ($\frac{1}{\rho_{3B}} = \frac{1}{\rho} \pm \frac{1}{\rho_2}$, знак плюс для зовнішнього контакту і знак мінус для внутрішнього контакту)).

Для розрахунку передачі за умовою (4.14) слід мати рівняння зв'язку напруження σ_H із зовнішнім навантаженням і параметрами передачі.

Якщо параметри у формулі Герца виразити через параметри зубчастої передачі, можна отримати формули (дивись підручники) для розрахунку контактних напружень σ_H на поверхні зубців (за ГОСТ 21354-75), які за характером є змінними:

$$\sigma_H = Z_H Z_M Z_\varepsilon \sqrt{\frac{w_{Ht}}{d_{wt}} \cdot \frac{u+1}{u}}, \quad (4.15)$$

де Z_H - коефіцієнт, який враховує форму спряжених поверхонь зубів в полюсі зачеплення;

Z_M - коефіцієнт, який враховує механічні властивості матеріалів спряжених зубчастих коліс, $\text{Н}^{1/2}/\text{мм}$;

Z_ε - коефіцієнт, який враховує сумарну довжину контактних ліній, мм;

w_{Ht} - питома розрахункова колова сила, $\text{Н}/\text{мм}$;

d_{wt} - початковий діаметр шестерні, мм;

u - передавальне відношення.

Величину $[\sigma_H]$ (МПа) визначають за границею контактної витривалості σ_{Hlim} з урахуванням впливу на контактну міцність: ресурсу передачі; шорсткості поверхні зубів; швидкохідності передачі; запасу міцності.

Контактна міцність зубів залежить від матеріалу коліс і габаритних розмірів передачі і не залежить від модуля або числа зубів окремо.

10.5.2 Розрахунок зубів на витривалість при згині

Мета розрахунку – запобігти втомному руйнуванню зубців.

Умови міцності по напруженням вигину:

$$\sigma_F \leq [\sigma_F],$$

Спеціальні дослідження показують, що зуб знаходиться в складному напруженому стані.

З метою спрощення розрахунків на згин приймають наступні припущення (рис.4.30) :

- зубець розглядається як консольна балка прямокутного перетину з розмірами a і b у основи, для якої справедлива гіпотеза площинних перерізів;
- все навантаження в зачепленні F_n передається однією парою зубців і прикладається до вершини зубця і діє по лінії зачеплення;
- сили тертя в зачепленні не враховують.

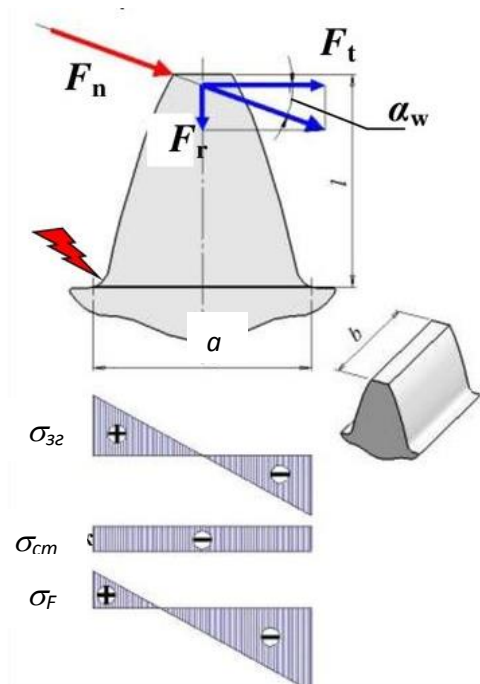


Рисунок 4.30 - До розрахунку зубів коліс на витривалість при згині

При цьому зуб зазнає деформації згину та стиснення. Визначальним для працездатності зубця є згин. Максимальні напруження згину σ_F діють у галтелі в основі зубця – можливому місці утворення тріщини і подальшого руйнування зубця. За характером дії ці напруження, як і контактні, є змінні. Формули для розрахунку напружень згину σ_F наведені в підручниках.

За ГОСТ 21354-75:

$$\sigma_F = Y_F Y_\varepsilon Y_\beta \frac{w_{Fl}}{m} \leq [\sigma_F], \quad (4.16)$$

де Y_F - коефіцієнт, який враховує форму зубу;

Y_ε - коефіцієнт, який враховує перекриття зубів;

Y_β - коефіцієнт, який враховує нахил зубів;

m - модуль, мм.

Величину допустимого напруження згину зубів $[\sigma_F]$ (МПа) визначають за базовою границею витривалості зубів при згині σ_{Flim} з урахуванням впливу: шорсткості перехідної поверхні зубу, концентрації напружень у основи зубу, розмірів зубчастого колеса, запасу міцності.

10.5.3 Розрахунок на міцність конічних і черв'ячних передач

Вихідні положення для розрахунку на міцність конічних і черв'ячних передач аналогічні щ розрахунку циліндричних передач. Для черв'ячної

передачі додатково проводять тепловий розрахунок, оскільки їх робота супроводжується виділенням великої кількості теплоти.

10.5.4 Тепловий розрахунок черв'ячної передачі

Тепловий розрахунок виконують тільки для черв'ячної передачі, тому що через високі швидкості ковзання в зачепленні виділяється велика кількість тепла. Нагрівання масла вище допустимої температури $[t^\circ]_M$ призводить до зниження його в'язкості, втрати захисних властивостей, руйнування масляної плівки і можливості заїдання в передачі.

Тепловий розрахунок проводиться на основі теплового балансу, тобто рівності тепловиділення $Q_{вид}$ і тепловіддачі $Q_{отд}$. З умови $Q_{вид} = Q_{отд}$ визначають допустиму температуру t_M масла в корпусі при безперервній роботі і природному охолодженні

$$t_M = t_0 + 10^3(1 - \eta)P_1 / [K_TA(1 + \psi)] \leq [t]_M,$$

де t_0 – температура повітря зовні корпусу (звичайно $t_0 = 20^\circ\text{C}$);

η - ККД передачі;

P_1 - потужність на черв'яку, кВт;

A - площа поверхні редуктора, м^2 . Поверхня днища не враховуються, тому що вона не обтикається вільно повітрям;

ψ - коефіцієнт, що враховує відвід тепла від днища редуктора в основу;

K_T - коефіцієнт тепловіддачі (тепловий потік в секунду з 1 м^2 при перепаді температури в 1°C) залежить від матеріалу корпусу і швидкості циркуляції повітря. Для чавунного корпусу при природному охолодженні $K_T = 12 \dots 18 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$. Залежно від марки масла $[t]_M = 90 \dots 110^\circ\text{C}$.

Якщо при розрахунку вийде $t_M > [t]_M$, то необхідно на корпусі передбачити охолоджуючі ребра. У розрахунку додатково до площі A враховують 50% поверхні ребер.

10.6 Механічні редуктори

Механічний редуктор (від лат. *reductor* — той що відтворює рух) - механізм, що складається зі змонтованих у окремому закритому корпусі передач зачепленням і призначений для зміни параметрів обертового руху — зменшення швидкості обертання й відповідно підвищення обертового моменту.

Редуктор – самостійний вузол, що встановлюється між електродвигуном і машиною (механізмом). З їх валами редуктор з'єднується за допомогою муфт.

Пристрій, який перетворює малу кутову швидкість у вищу називають *мультиплікатором*.

Редуктор зі ступінчастою зміною кутової швидкості називається *коробкою передач*, із безступінчастою - *варіатор*.

Редуктори проектують або спеціально для певної машини, або використовують серійні, які призначені для встановлення на різних машинах.

Серійні редуктори добирають за каталогами заводів-виготовлювачів відповідно до необхідного моменту і передаточного числа.

10.6.1 Класифікація редукторів

Класифікацію редукторів загальномашинобудівного застосування встановлює ГОСТ 29067-91 «Редукторы и мотор-редукторы. Классификация». Терміни і визначення основних параметрів регламентує ГОСТ Р 50370-92. «Редукторы и мотор-редукторы общемашиностроительного применения. Термины и определения»; технічні вимоги - ГОСТ Р 50891-96 «Редукторы общемашиностроительного применения. Общие технические условия».

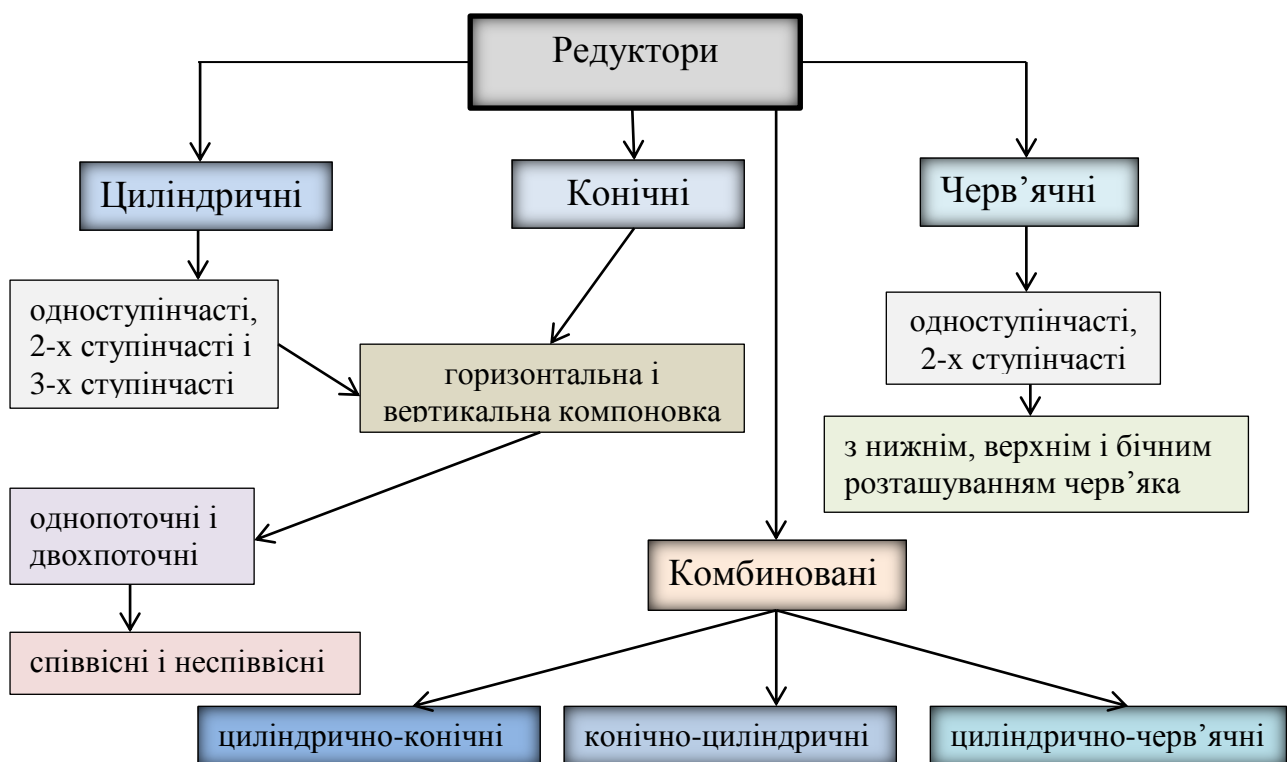

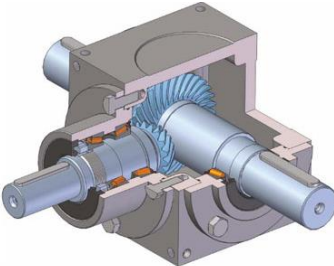

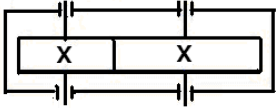
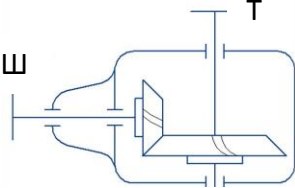
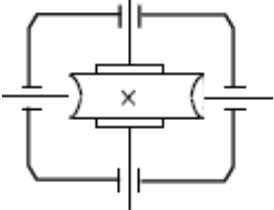



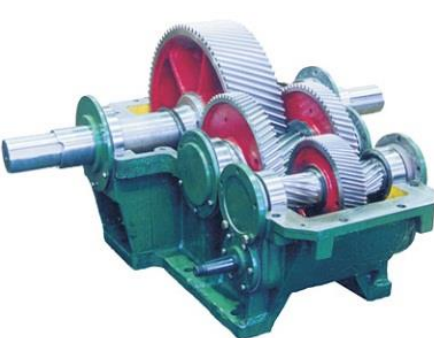
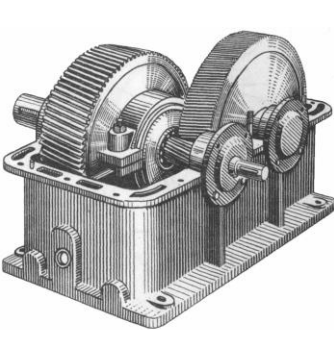
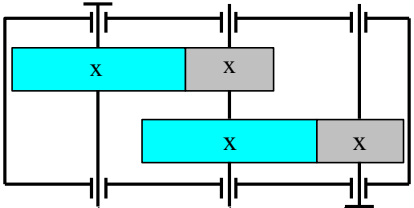
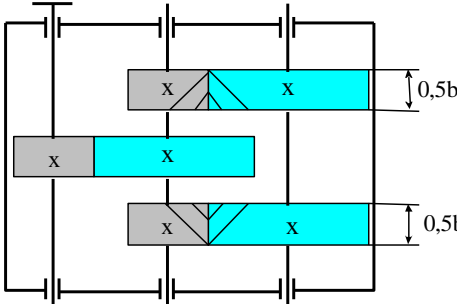
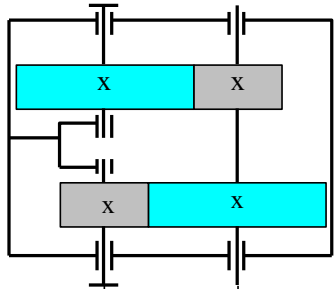
Рисунок 4.31 - Класифікація редукторів за ГОСТ 29067-91

Таблиця 4.3 – Типи одноступінчастих редукторів

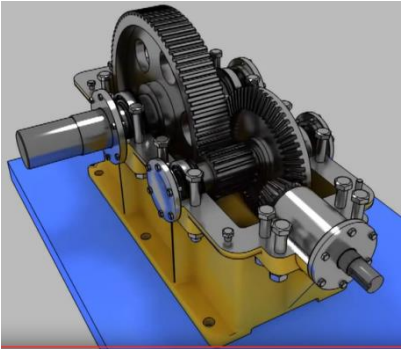

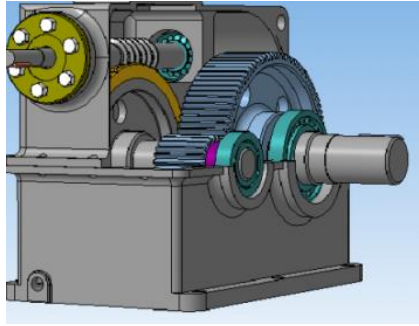
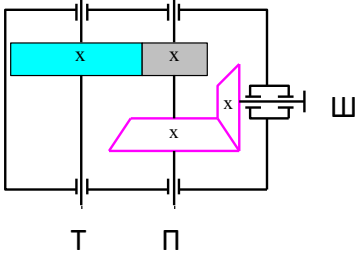
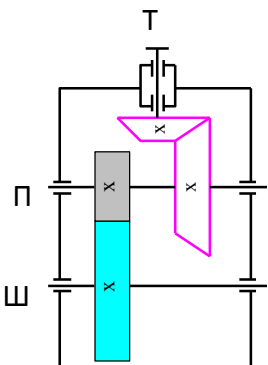
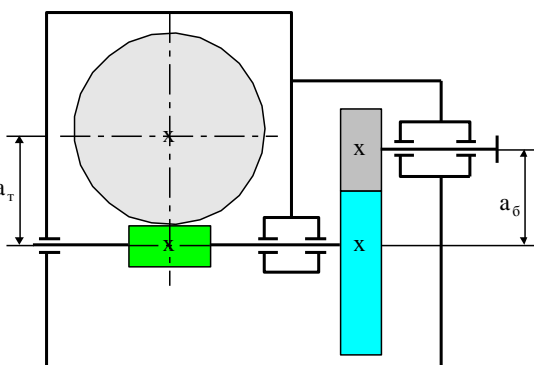
Циліндричний	Конічний	Черв'ячний
		
		
$i = 1,6 \dots 8,0$	$i = 2 \dots 6,3$	$i = 8 \dots 80,$ $M = 850000 \text{ Нм}$

У відповідності до ГОСТ до редукторів загальномашинобудівного застосування відносять: циліндричні одно-, двох і триступінчасті; циліндричні планетарні одно і двоступінчасті; конічні одноступінчасті; конічно-циліндричні двох і трьохступінчасті; черв'ячні і глобоїдні одно і двоступінчасті; черв'ячно-циліндричні двоступінчасті.

Таблиця 4.4 – Типи двоступінчастих циліндричних редукторів

Розгорнута схема	Роздвоєна схема	Співвісний
		
		
<p>Недоліки: несиметричне розміщення зубчастих коліс відносно опор призводить при деформаціях валів до нерівномірного розподілу навантаження по довжині зуба.</p> <p>Варто застосовувати до $a_{\omega T} = 630 \dots 800$ мм</p>	<p>У схемі з роздвоєним ступенем більш навантажене тихохідне колесо розміщене відносно опор симетрично. Для рівномірного розподілу навантаження між колесами тихохідного ступеня, які працюють паралельно, нахил лінії зубів коліс, установлених на одному валу, роблять протилежного напрямку.</p> <p>Більш раціональна схема з роздвоєною швидкохідною ступеню.</p>	<p>Перевага - менша довжина порівняно з редукторами, виготовленими за іншими схемами.</p> <p>Недоліки: недовантаженість швидкохідного ступеня.</p>
$i_{ред} = 12,5 - 25,0$ - рекомендовані; $i_{ред} = 7,1 - 40,0$ - граничні		

Таблиця 4.5 – Види 2-х ступеневих комбінованих редукторів

Конічно-циліндричний	Циліндрично-конічний	Циліндрично-черв'ячні
		
 <p>$u = 6,3 \dots 40$</p>	 <p>$u = 7,8 - 180$</p>	 <p>$u = 50 \dots 150$</p>

Редуктори, які мають більш як три ступені, трапляються рідко. Для великих передаточних чисел застосовують черв'ячні, циліндрично-черв'ячні або черв'ячно-циліндричні, двоступінчасті черв'ячні і планетарні редуктори.

Перевагу слід надавати редукторам з меншим числом ступенів.

Усі стандартизовані редуктори розраховані на тривалий постійний режим навантаження і можуть працювати з довільним напрямом обертання валів.

90%-й ресурс зубчастих передач редукторів становить 36 000 годин, черв'ячних передач - 20000 годин, а підшипників кочення опор валів - 10 000 годин.

Вихідні вали стандартизованих редукторів для з'єднання з іншими органами машини можуть мати різне виконання. Для переважної більшості редукторів передбачаються вихідні вали такої форми виконання: циліндричні; конічні; у вигляді зубчастої півмуфти; з формою, придатною для приєднання приладів керування; порожнисті вали.

Для зменшення маси і габаритів приводних пристроїв мають широке застосування *мотор-редуктори* - механізми, в яких електродвигун і редуктор виконуються як один агрегат. Використання мотор-редукторів досить

раціональне і перспективне, оскільки тут електродвигун безпосередньо з'єднується з корпусом редуктора і його вал несе на собі одне із зубчастих коліс редуктора. Використанням мотор-редукторів можна зменшити кількість муфт у приводі машини. Промисловість випускає стандартизовані редуктори і мотор-редуктори загальномашинобудівного застосування, тобто такі, що відповідають технічним вимогам, спільним для більшості випадків їхнього конкретного використання в приводах різних машин.




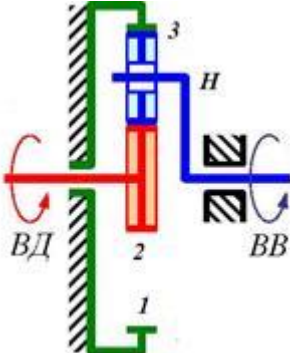
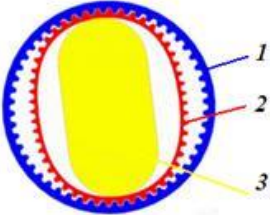

Можливості отримання великих передаточних відношень при малих габаритах забезпечують *планетарні* і *хвильові* редуктори.

У планетарних редукторах використовуються планетарні передачі, у яких осі певних коліс (сателітів) закріплені на рухомій деталі. Їх ККД досить високий (0,9...0,95). Такі редуктори мають різне конструктивне виконання у залежності від того, який тип передачі використовується (зубчасті циліндричні зовнішнього зачеплення, зубчасті циліндричні внутрішнього зачеплення, конічні зубчасті), яке з центральних коліс є нерухомим та ін. Перевагою планетарних редукторів є мала питома матеріаломісткість при достатній навантажувальній здатності і довговічності у зв'язку багатопарним зачепленням (потужність передається у декілька потоків).

Редуктори на основі хвильової передачі можна розглядати як різновид планетарного редуктора на основі гнучкого проміжного колеса (винайдена в 1959 році американським інженером У. Массером). Передаточні числа хвильових редукторів складають $i = 80...300$ і більше. Такі редуктори мають високу навантажувальну здатність у зв'язку багатопарністю зачеплення.

Серійно випускаються мотор-редуктори:

- циліндричні двоступінчасті співвісні типу МЦ2С (крутний момент на тихохідному валу $M = 125...1000$ Н·м, частота обертання тихохідного валу $n = 28...180$ об/хв);
- планетарно-зубчасті, двоступінчасті типу МП₃2 ($M = 125...1000$ Н·м, $n = 18...90$ об/хв);
- хвильові горизонтальні типу МВ₃ ($M = 90...1000$ Н·м, $n = 5,8...18$ об/хв).

<i>Планетарний редуктор</i>	<i>Хвильовий редуктор</i>	<i>Мотор-редуктор</i>
		
	 <p>1 – нерухоме зубчасте колесо, 2 – гнучкий елемент (тонкостінне пружне зубчасте колесо), 3 – генератор хвиль (кулачок або ексцентрик, який розтягує гнучке колесо до його контакту з нерухомим колесом)</p>	

Сучасні стандарти передбачають випуск ряду редукторів визначених типорозмірів.

10.6.2 Основні параметри редукторів

Споживчі характеристики редукторів визначаються наступними параметрами:

- *кінематичними*: передатне відношення u ; частота обертання вихідного вала n ;
- *динамічними*: крутний момент та консольне навантаження на вихідному валу;
- коефіцієнтом корисної дії η (ККД).

10.6.2.1 Структура позначення редукторів загального призначення

Позначення редуктора має містити типорозмір редуктора (включає позначення передач), значення головного параметра, передаточного числа, позначення варіанту складання.

Типорозмір редуктора	-	Головний параметр	-	Передаточне відношення	-	Конструктивне виконання	-	Схема складання	-	Кліматичне виконання
----------------------	---	-------------------	---	------------------------	---	-------------------------	---	-----------------	---	----------------------

- Типорозмір редуктора.

Передачі позначаються літерами: *Ц* - циліндрична, *П* - планетарна, *К* - конічна, *Ч* - черв'ячна, *Р* - глобоїдна, *У* - хвильова.

- Цифра, використовується на позначення типорозміру, позначає число ступенів. У деяких випадках, число ступенів позначається не цифрами, а літерами:

О, Д, Т — 1, 2, 3 ступені відповідно.

Також, часто вказується розташування редуктора: *В* - вертикальний, *Д* - горизонтальний.

- Буква «С» використовується для позначення співвісного редуктора.

Буква «У» — «вузький» редуктор при коефіцієнті перекриття зубчастих передач $\leq 1,6$. Іноді буква *У* означає «універсальний» чи «посилений».

Буква «Н» в позначенні вказує на використання зубчастого зачеплення Новікова, а евольвентне зачеплення, як часто зустрічається, позначення не має.

Буква «М» вказує на модернізовану конструкцію редуктора.

Наприклад:

1ЦУ	-	160	-	4	-	21	-	У1
Тип редуктора		Міжосьова відстань		Передаточне число		Варіант складання		Кліматичне виконання

1Ц2У — «вузький» двоступінчастий редуктор з циліндричною передачею;

КЦ2 — конічно-циліндричний двоступінчастий редуктор;

Ч2 - черв'ячний двоступінчастий;

ЦДН (ЦДНД)- горизонтальний циліндричний з зачепленням Новікова (двоступінчастий);

Ц2С — двоступінчастий редуктор циліндричний співвісний.

Ч-80-80 – черв'ячний редуктор, міжосьова відстань 80, передаточне число 80.

Тема 11

ЛАНЦЮГОВІ ПЕРЕДАЧІ

11.1 Загальна характеристика

Ланцюгові передачі належать до передач зачеплення із гнучким зв'язком (приводним ланцюгом). Їх використовують для передавання обертання зі сталим середнім передаточним відношенням при значних міжосьових відстанях

(до 8 м), а також для одночасного приведення в рух кількох паралельних валів або коли потрібно виконати обхід окремих машинних частин, розміщених між ведучим і веденим валами.

Найчастіше ланцюгові передачі використовують у приводах малої та середньої потужності ($P \leq 50$ кВт), де швидкість ланцюга досягає $V_{\text{л}} = 10 - 15$ м/с. Проте зустрічаються передачі з $V_{\text{л}}$ до 30 – 35 м/с (з частотою обертання ведучої зірочки до 3000 хв⁻¹ та більше) і потужністю, що передається, у тисячі кіловат.

Ланцюгові передачі найбільшого поширення набули в сільськогосподарських і легких транспортних машинах, у судно-, автомобіле- та верстатобудуванні, гірничорудному, нафтовому, хімічному, металургійному устаткуванні та в інших галузях машинобудування. Останнім часом ланцюгові передачі використовують у варіаторах швидкості, які припускають безступінчасту зміну частоти обертання веденого вала.

Принцип дії ланцюгових передач ґрунтується на зачепленні ланцюга із зубцями зірочок. Навантажувальна здатність вища за пасові, але нижча за зубчасті. В приводах зі швидкісними двигунами ланцюгова передача встановлюється після редуктора.

У порівнянні з пасовими ланцюгові передачі більш гучні, а в редукторах їх застосовують на тихохідних ступенях.

Загальна схема передачі на рис. 4.32

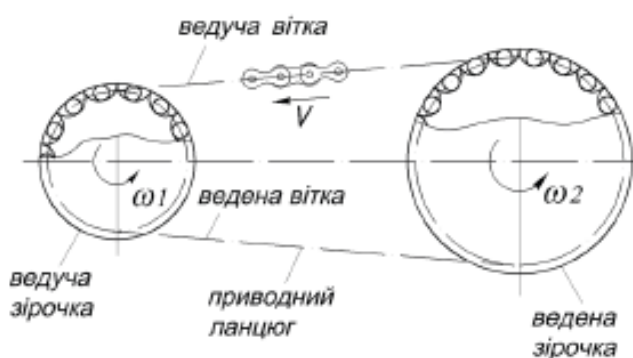


Рисунок 4.32 - Схема ланцюгової передачі

11.1.1 Переваги та недоліки ланцюгових передач

Переваги:

- сталість передаточного числа;
- можливість роботи при значних короткочасних перевантаженнях;

- принцип зачеплення (а не тертя, як у пасових передачах) не вимагає попереднього натягування ланцюга, у зв'язку з чим зменшується навантаження на вали та підшипники;
- можливість приведення одним ланцюгом декількох ведених зірочок, кут обхвату яких може бути $\alpha_2 \approx 30^\circ$;
- можливість використання у значному діапазоні міжосьових відстаней;
- менші, ніж у пасових, габарити;
- високий ККД ($\eta = 0,96 - 0,98$).

Недоліки:

- зношування шарнірів ланцюга і його витяжка, що призводить до збільшення кроку ланцюга і порушення зачеплення;
- нерівномірність руху ланцюга через зміну миттєвого радіуса зірочки, що призводить до підвищеної динаміки і шуму;
- необхідність змащування ланцюга, захисту його від пилу і забруднення;
- висока вартість ланцюгів.

Основною причиною недоліків є те, що ланцюг складається із окремих жорстких ланок, які розташовуються на зірочці не по колу, а по багатокутнику.

11.2 Класифікація ланцюгів

За призначенням ланцюги поділяють на такі типи: *вантажні*; *тягові*; *приводні*.

Вантажні ланцюги використовують для підвішування, піднімання та опускання вантажів у вантажопідйомних машинах. Ці ланцюги працюють при малих швидкостях ($v \leq 0,25$ м/с) і великих навантаженнях. Їх виконують переважно з овальними зварними ланками.

Тягові ланцюги використовують у конвеєрах для переміщення вантажів; працюють при середніх швидкостях ($v = 2 - 4$ м/с); складаються з деталей (пластин, осей, втулок) простої форми.

Приводні ланцюги служать в приводах машин для передачі механічної енергії від одного вала до іншого. Саме їх і вивчають у курсі деталей машин.

У передачах використовують такі типи стандартних (за ГОСТ) приводних ланцюгів:

- *втулкові*, які мають меншу масу і вартість;
- *роликові*, швидкість яких $V_{\text{л}} \leq 20$ м/с;
- *зубчасті*, які використовуються для швидкісних передач ($V_{\text{л}} > 20$ м/с), мають більшу тягову здатність, кінематичну точність, плавність і менший шум під час роботи.

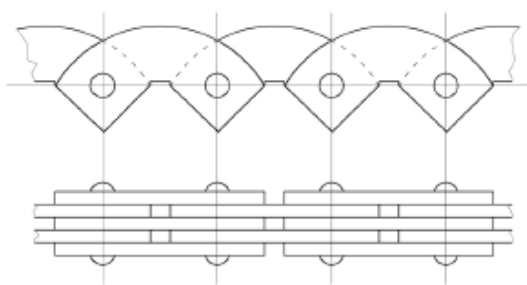
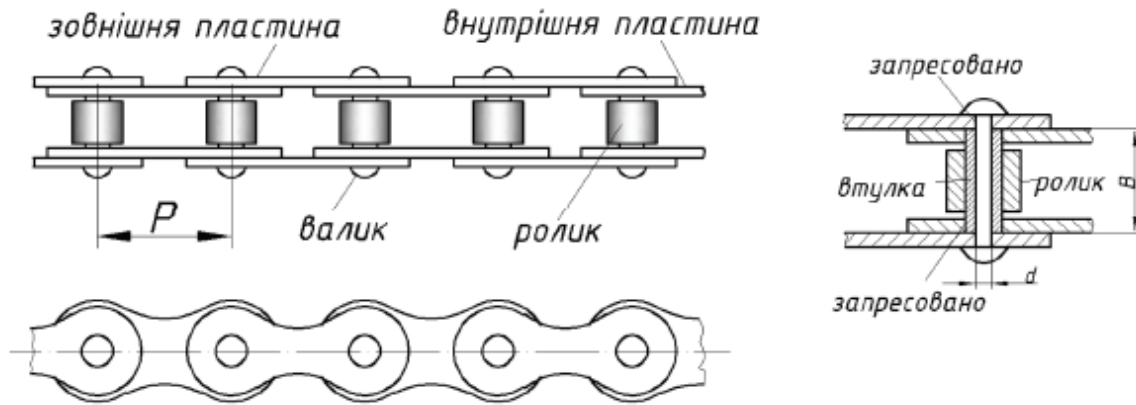
11.3 Деталі ланцюгових передач

11.3.1 Ланцюги

Основні параметри ланцюга: P – крок; $A = Bd$ – опорна поверхня шарніра.

Роликові ланцюги: однорядні (1ПР) ... чотирирядні (4ПР).

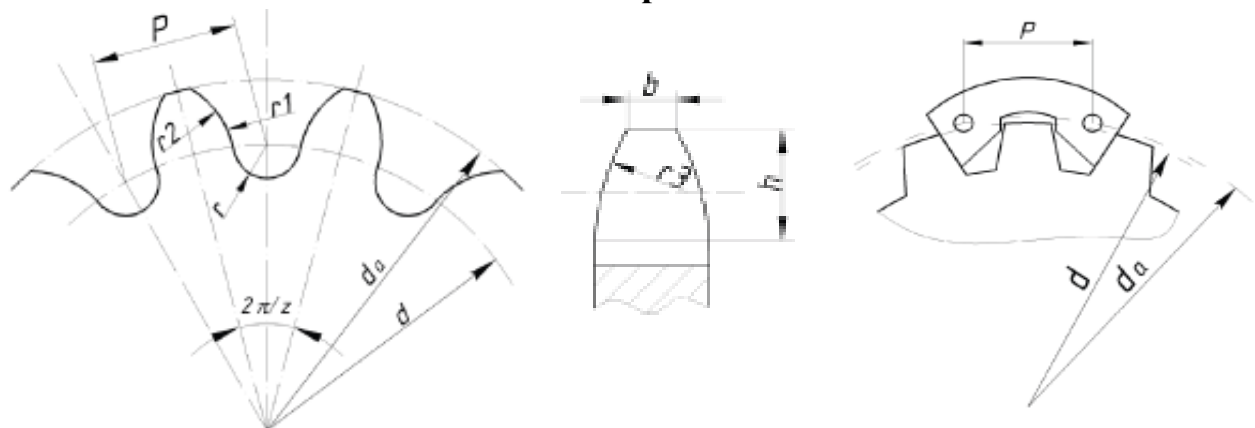
Втулковий ланцюг – без роликів, він – легкий, дешевий, але менш стійкий проти спрацювання.



Зубчастий ланцюг допускає більш високі швидкості порівняно з роликовими, більш плавно передають рух, безшумні, підвищена надійність. Однак мають більшу масу, складніші у виготовленні, дорожчі. Застосовуються обмежено.

Матеріали: Пластини: сталь 40, 45, 50, 30ХН3А, загартування HRC 32...44
Валики, втулки, ролики: цементовані сталі 10, 15, 20, 12ХН3А, 20ХН3А, загартування HRC 45...65

11.3.2 Зірочки



Параметри зірочок:

P - крок;

z – кількість зубців;

d – діаметра ділительного кола, $d = \frac{P}{\sin \frac{\pi}{z}}$;

d_a – зовнішній діаметр (діаметр вершин зубців)

Профілюють зірочки за стандартом.

Матеріали: сталь 45, 40Х, 50Г2, 35ХГСА, (HRC 45...55) або сталь 15, 20Х, 12ХН3А (цементация, HRC 55...60).

11.3.3 Матеріали

Ланцюги та зірочки повинні бути стійкими проти зношення та ударних навантажень. Більшість ланцюгів та зірочок виготовляють з вуглецевих та легированих сталей з подальшою термообробкою (поліпшення, загартування).

Зірочки, як правило, виготовляють зі сталей 45, 40Х та ін., пластини ланцюгів – зі сталей 45, 50 тощо, валики та ролики – зі сталей 15, 20, 20Х та ін.

Деталі шарнірів цементують для підвищення зносостійкості при зберіганні ударної міцності.

В перспективі передбачається виготовлення зірочок з пластмас, які дозволяють зменшити динамічні навантаження та шум передачі.

11.3.4 Змащування

1 Занурення у мастильну ванну (не більше ширини пластини).

Використовується при швидкості ланцюга $V < 10$ м/с.

2 Циркуляційне змащування за допомогою насоса - для швидкісних передач.

3 Розбризкування мастила за допомогою розбризкувальних виступів, кілець і відбиваючих щитків – при $V = 12 \dots 16$ м/с

4 Циркуляційне змащування розпиленням крапель мастила у потоці повітря під тиском - при $V > 12$ м/с

11.4 Кінематика і динаміка ланцюгової передачі

11.4.1 Основні розрахункові параметри ланцюгових передач

Швидкість ланцюга та кутові швидкості зірочок обмежуються інтенсивністю спрацювання ланцюга, силою удару шарнірів об зубці зірочок, а також шумом передачі. У більшості випадків швидкість ланцюга не повинна бути більшою ніж 15 м/с; інколи при малих кроках ланцюга, великому числі зубців та доброму змащуванні допускається швидкість ланцюга 30—35 м/с. Середню швидкість ланцюга визначають за формулою

$$v = P\omega_1 z_1 / (2\pi) \quad (4.17)$$

де P - крок ланцюга; ω_1 - кутова швидкість ведучої зірочки (з числом зубців Z_1). Кутову швидкість зірочок обмежують, щоб зменшити удар шарнірів ланцюга об зубці. Граничні рекомендовані кутові швидкості меншої зірочки залежно від її числа зубців Z_1 та кроку ланцюга P наведені в табл.

Передаточне число визначається з умови рівності середньої швидкості ланцюга на ведучій та веденій зірочках:

$P\omega_1 z_1 / (2\pi) = P\omega_2 z_2 / (2\pi)$, звідки передаточне число ланцюгової передачі

$$u = \omega_1 / \omega_2 = z_2 / z_1$$

Передаточне число обмежується габаритними розмірами передачі, кутом обхвату меншої зірочки та числами зубців зірочок. Найдоцільніше брати $u \leq 4$.

11.4.2 Рекомендації щодо вибору числа зубців зірочок

Число зубців зірочок. Зі зменшенням Z_1 погіршуються кінематичні і динамічні властивості передачі, а також збільшується спрацювання ланцюга.

Число зубців Z_{1min} вибирається по таблицях в залежності від передатного відношення i . Чим більше i , тим менше допускається Z_{1min} (зменшується φ)

Так, при

$$i = 1 \dots 2 \quad Z_1 = 30 \dots 27$$

$$i = 5 \dots 6 \quad Z_1 = 21 \dots 17$$

Число зубців більшої зірочки $Z_2 = Z_1 i$.

Для роликового і втулкового ланцюга $Z_{2max} \leq 120$, зубчастого ланцюга – $Z_{2max} \leq 140$.

Зі збільшенням Z зменшується спрацювання, але зростає можливість спадання навіть мало зношеного ланцюга з зірочки, оскільки втрачається зачеплення внаслідок збільшення кроку при спрацюванні. При великому Z навіть невелике збільшення P спричинює значне зміщення ланцюга на профілях зубців.

Переважають вибирають непарне число z , яке в поєднанні з парним числом ланок ланцюга спричиняє рівномірне спрацювання зубців.

Крок ланцюга P є основним параметром ланцюгової передачі. Ланцюги з великим кроком мають більшу несучу здатність, але допускають значно менші кутові швидкості меншої зірочки, сприяють збільшенню нерівномірності руху, динамічних навантажень та шуму ланцюгової передачі. Доцільно вибирати

ланцюг із мінімально допустимим для заданого навантаження кроком. При конструюванні та розрахунку ланцюгової передачі можна зменшити крок зубчастих ланцюгів, збільшивши ширину ланцюга, а також крок роликів ланцюгів, використавши багаторядні ланцюги.

У проектному розрахунку ланцюгової передачі орієнтовне значення кроку P (мм) однорядного роликівого ланцюга можна визначити за формулою

$$P = 13 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1}{z_1}},$$

де T_1 — обертовий момент на валу ведучої зірочки, Нм; z_1 — число зубців ведучої зірочки.

Міжосьова відстань та довжина ланцюга. Мінімальну міжосьову відстань ланцюгової передачі визначають за умови, що кут обхвату ланцюгом малої зірочки повинен бути не менш ніж 120° .

при $u \leq 3$

$$a_{\min} = 0,5 (d_{e1} + d_{e2}) + (30 \dots 50) \text{ мм};$$

при $u > 3$

$$a_{\min} = (d_{e1} + d_{e2}) (9 + u) / 20.$$

Тут d_{e1} , d_{e2} — діаметри вершин зубців ведучої та веденої зірочок відповідно. Оптимальна міжосьова відстань ланцюгової передачі $a = (30 \dots 50)P$.

Не рекомендують брати $a > 80P$.

Число ланок W ланцюга визначають за попередньо вибраною міжосьовою відстанню a , кроком ланцюга P та числом зубців зірочок z_1 і z_2 :

$$W = \frac{2a}{P + 0.5(z_1 + z_2)} + \frac{\left(\frac{P}{a}\right) \cdot (z_2 - z_1)^2}{(2\pi)^2}. \quad (4.18)$$

Формула (4.17) виводиться за аналогією з формулою для довжини паса і є наближеною. Значення W слід округлити до найближчого парного числа.

Після визначення числа ланок W ланцюга уточнюють міжосьову відстань передачі за формулою

$$a = \left(\frac{P}{4}\right) \cdot \left[W - 0.5(z_1 + z_2) + \sqrt{(W - 0.5(z_1 + z_2))^2 - 8(z_2 - z_1)^2 / (2\pi)^2} \right]. \quad (4.19)$$

Щоб забезпечити провисання ланцюга, значення a рекомендується зменшити на $(0,002 \dots 0,004) a$.

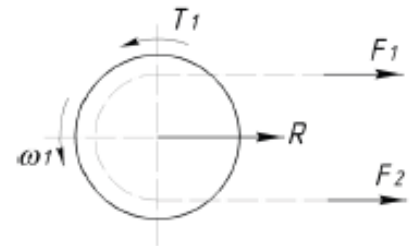
Число ланок W ланцюга та його крок P визначають довжину ланцюга

$$L = PW. \quad (4.20)$$

Зусилля у вітках ланцюгової передачі.

В ланцюговій передачі розрізняють: сили натягу ведучої та веденої гілок, колову силу F_t , силу попереднього натягіння F_0 , відцентрову силу F_V .

Колова сила - різниця між силами натягу ведучої F_1 і веденої F_2 віток визначає корисне навантаження ланцюга:



$$F_t = \frac{P}{V}, \quad F_t = F_1 - F_2. \quad (4.21)$$

Сила попереднього натягу прийнято визначати як натяг від сили ваги вільної гілки ланцюга

$$F_0 = K_f \cdot a \cdot q \cdot g, \quad (4.22)$$

де K_f - коефіцієнт, який залежить від розташування передачі по відношенню до горизонту та стріли провисання ланцюга;

a - довжина вільної гілки ланцюга, яка дорівнює міжосьовій відстані;

q - маса одного погонного метру ланцюга;

g - прискорення вільного падіння.

Якщо в пасовій передачі сила попереднього натягу є необхідною умовою роботи передачі, то в ланцюгових передачах вона не перебільшує 4%, тому ланцюгові передачі при малих швидкостях можна не натягувати.

Сила натягу від дії відцентрової сили:

$$F_V = qV^2, \quad (4.23)$$

де V – колова швидкість.

Сила натягу веденої вітки дорівнює більшому з F_0 і F_V .

Як правило F_0 складає декілька % від F_t . У ланцюговій передачі

$F_2 + F_0 + F_V < 4\%$ від F_1 , тому для практичних розрахунків приймають $F_1 \approx F_t$; $F_2 \approx 0$.

Навантаження на вали $R = (1,15 \dots 1,3) F_t$.

Міцнісна характеристика ланцюга – граничне руйнівне (статичне) навантаження F_{lim} , нормоване стандартом.

11.5 Критерії роботи здатності і розрахунок ланцюгових передач

Вихід із ладу ланцюгових передач може бути обумовленим такими причинами:

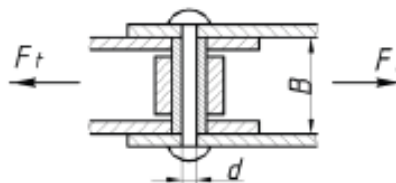
- спрацюванням шарнірів, яке спричинює порушення зачеплення ланцюга з зірочками через збільшення кроку ланок (допустиме збільшення середнього кроку 2,5—3,0 %);

- втомним руйнуванням пластин та роликів; руйнування роликів пов'язане з ударами шарнірів ланцюга при вході їх у зачеплення з зубцями зірочок;
- ослабленням з'єднань деталей ланцюга у місцях їх запресовування;
- руйнуванням ланцюга при дії великих короточасних перевантажень;
- спрацюванням зубців зірочок

Зношування зубців ведучої зірочки більше, чим веденої, в результаті більших ударів.

Основною причиною втрати працездатності є зношення шарнірів ланцюга. *Основний критерій робото здатності передачі – зносостійкість шарнірів* (основний розрахунковий параметр - тиск p у шарнірі ланцюга):

$$p = \frac{F_t K_E}{B d K_m} \leq [p],$$



де p - тиск у шарнірі;

d - діаметр валика;

B - ширина ланцюга, яка дорівнює довжині втулки.

F_t - колова сила (корисна сила);

K_E - коефіцієнт інтенсивності режиму навантаження, вибирається по таблицях в залежності від типу режиму навантаження (постійний П, важкий В, легкий Л); При П - $K_E = 1$; В - $K_E = 0,8$; Л - $K_E = 0,2$.

K_m - коефіцієнт враховує число рядів ланцюга; однорядний - $K_m = 1$; дворядний - 1,7; трирядний - 2,5; чотирирядний - 3.

Допустимий тиск в шарнірі

$$[p] = [p_o] / K_e, \quad (4.24)$$

$[p_o]$ - допустимий тиск, визначений дослідним шляхом для типової передачі, що працює в середніх умовах навантаження (навантаження спокійне, рівномірне, передача горизонтальна, натяг в нормі, всі параметри в межах, рекомендованих нормами, довговічність $h=3000 \dots 5000$ годин).

Коефіцієнт експлуатації

$$K_e = K_d K_a K_H K_{\text{рег}} K_C K_{\text{реж}}, \quad (4.25)$$

K_d - коефіцієнт динамічного навантаження;

K_a - коефіцієнт міжосьової відстані або довжини ланцюга;

K_H - коефіцієнт нахилу ланцюга до горизонту;

$K_{\text{рег}}$ - коефіцієнт способу регулювання натягу ланцюга;

K_C - коефіцієнт змащення і забруднення передачі;

$K_{\text{реж}}$ - коефіцієнт режиму або тривалості роботи протягом доби.

В стандартних ланцюгових передачах зі збільшенням кроку збільшується допустиме навантаження. Тому, коли умова не виконується збільшують крок ланцюга, або число рядів. Коефіцієнти за табл. 13.2 , 13.3 [Иванов Н.Н. Детали машин].

Термін служби ланцюга за зносом залежить:

- від міжосьової відстані (збільшується довжина ланцюга і зменшується число пробігів ланцюга в одиницю часу, тобто зменшується число поворотів у кожному шарнірі ланцюга);
- від числа зубців малої зірочки (зі збільшенням Z_1 зменшується кут повороту в шарнірах).

Тема 12

ПЕРЕДАЧІ ТЕРТЯМ

12.1 Пасові передачі

12.1.1 Загальні відомості

Пасові передачі - передачі тертям із гнучким зв'язком. Вони належать до механічних передач обертального руху і використовуються в приводах невеликої та середньої потужності ($P \leq 50$ кВт). Після зубчастої передачі пасова є найбільш поширеною серед механічних передач.

Вони складаються зі шківів ведучого діаметром d_1 і веденого діаметром d_2 і паса l , який надягнуто на шківів з попереднім натягом (рис.4.33).

Навантаження передають сили тертя між шківів і пасом.

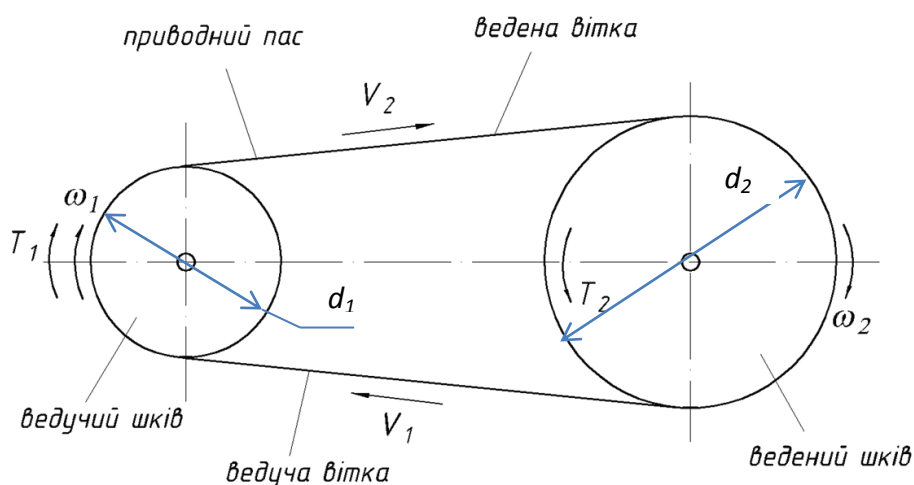


Рисунок 4.33 - Схема пасової передачі

Параметри передачі: $P \leq 50$ кВт; $i \leq 5...6$ (найвигідніше $i \leq 4$); $V \leq 30$ м/с. (в спеціальних швидкохідних передачах $V = 50...100$ м/с); ККД $\eta = 0,90...0,97$.

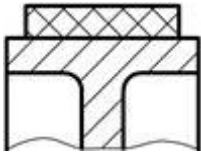
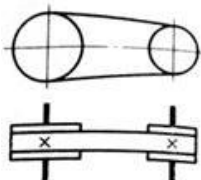
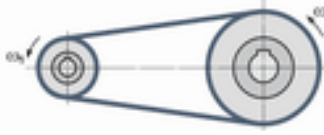

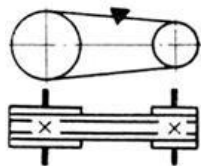
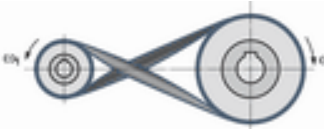
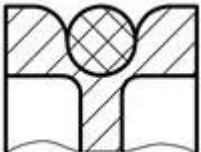
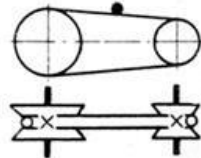
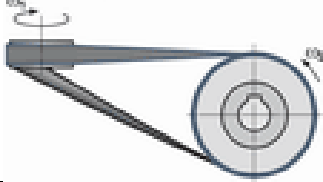
Переваги пасових передач:

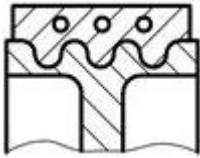
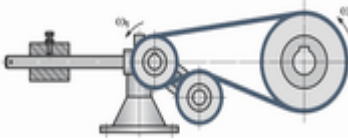
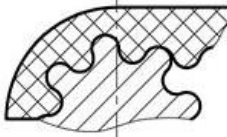
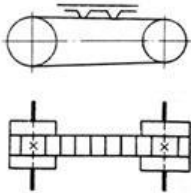
- можливість передачі руху на значні відстані (до 15 м і більше);
- плавність і безшумність роботи;
- захист механізмів від коливань навантаження внаслідок пружності ремня;
- захист механізмів від перевантаження за рахунок можливого прослизання паса;
- простота конструкції й експлуатації (передача не вимагає змащення).

Недоліки пасових передач:

- підвищені габарити (при рівних умовах діаметри шківів у 5 разів більше діаметрів зубчастих коліс);
- мінливість передатного відношення через прослизання паса;
- підвищене навантаження на вали та їхні опори, пов'язане з великим попереднім натягом паса (у 2-3 рази більше ніж у зубчастих передачах);
- низька довговічність пасів (1000-5000 год.).

12.1.2 Класифікація пасових передач

За формою поперечного перерізу приводного паса		За розміщенням валів	
передача	умовне позначення	Передача	призначення
<p><i>плоскопасова</i></p> 		<p><i>відкрита</i></p> 	Використовується при паралельному розміщенні валів та однаковому напрямі їхнього обертання
<p><i>клинопасова</i></p> 		<p><i>перехресна</i></p> 	Використовується при паралельному розміщенні валів та протилежному напрямі їхнього обертання
<p><i>круглопасова</i></p> 		<p><i>напівперехресна</i></p> 	Використовується у разі передавання руху між валами, вісі обертання яких мимобіжні в просторі

<p><i>поліклінопасова</i></p> 		<p><i>багатошківна з натяжним роликом</i></p> 	<p>Використовується для передавання руху кільком паралельно розміщеним валам із можливістю регулювання натягу паса</p>
<p><i>зубчастопасова</i></p> 			

Передача *плоским пасом* має підвищену працездатність і довговічність (у зв'язку з меншими напруженнями згину в плоских пасах). Її рекомендують застосовувати при великих міжосьових відстанях (до 15 м) або високих швидкостях паса (до 100 м/с).

У сучасному машинобудуванні найбільш поширені *клинопасові передачі*. Їх використовують як швидкохідний ступінь у приводах електрогенераторів, металообробних верстатів, робочих механізмах текстильної та паперової промисловості, у приводах вентиляційних систем, сільськогосподарських машинах та таке ін. За рахунок клинового ефекту в передачах клиновим і полікліновим пасами можна реалізувати великі сили тертя і зменшити габарити передачі.

Паси круглого перетину призначені для просторових передач малої потужності (обладнання поліграфічної та текстильної промисловості, настільні верстати, прилади, побутові машини). Швидкість паса до 30 м/с.

Зубчасто-пасова передача за назвою та формою умовно належить до пасових передач, оскільки передача працює за принципом зачеплення, а не тертя. Зубчасто-пасові передачі мають малі габарити, у них відсутнє ковзання паса на шківках, можна забезпечити великі передаточні числа, ККД досягає 0,92...0,98, на вали передаються значно менші навантаження.

В залежності від швидкості паса розрізняють передачі тихохідні ($v \leq 10$ м/с), середньохідні ($v = 10 \dots 30$ м/с), швидкохідні ($v = 30 \dots 100$ м/с).

Приводні паси пасових передач повинні мати: достатню міцність при змінній нарузі і стійкість проти спрацювання; достатній коефіцієнт тертя паса із шківом; низьку згинальну жорсткість; високу довговічність; низьку вартість. Приводні паси стандартизовані.

12.1.3 Елементи пасових передач

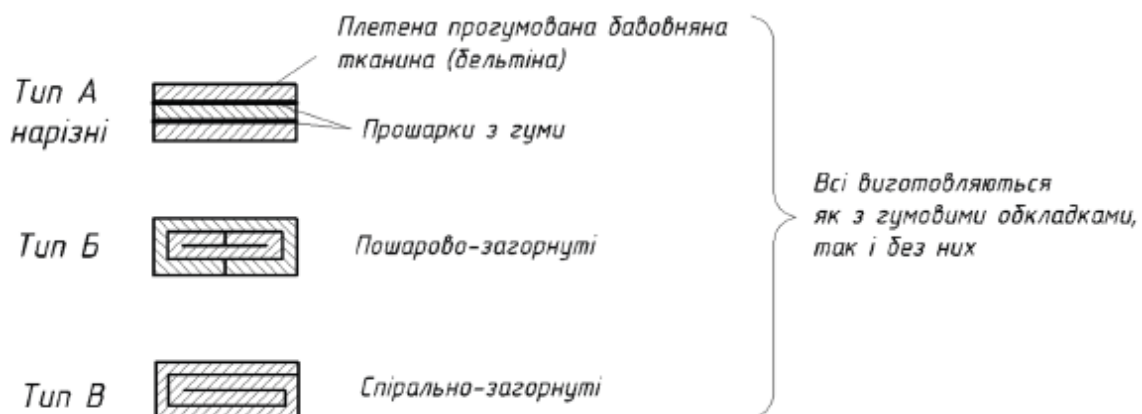
12.1.3.1 Приводні паси

У пасовій передачі тяговий орган – приводний пас – є найважливішим елементом, що визначає працездатність та довговічність передачі. До приводних пасів ставляться такі вимоги: висока тягова здатність, тобто достатнє зчеплення зі шківками; достатня міцність, стійкість проти спрацьовування та довговічність; невеликий модуль пружності матеріалу паса; низька вартість.

За матеріалом та конструкцією розрізняють приводні паси кількох типів. Найбільш поширені з них стандартизовані.

Плоскі паси бувають гумотканинні (ГОСТ 23831–79), бавовняні суцільноткані, шкіряні (ГОСТ 18679–73) та паси із спеціальних синтетичних матеріалів.

Гумотканинні паси є досить розповсюдженими. Вони виготовляються трьох типів (А, Б і В) із кількох шарів міцної тканини, прогумованої вулканізацією.



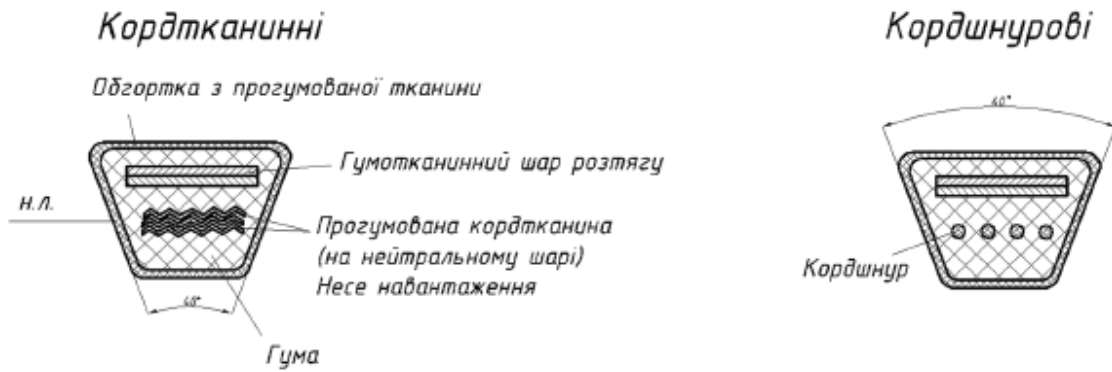
Гумотканинні паси відзначаються високою міцністю і довговічністю. Найбільш поширені типу А.

Бавовняні суцільноткані - виготовляються з бавовняної пряжі у кілька шарів, просочені розчином з озокериту або бітуму. Дешеві, але поступаються міцністю і довговічністю гумотканинним.

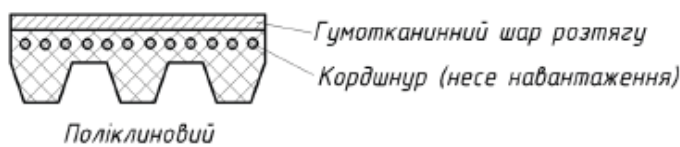
Шкіряні – із нарізних смуг шкіри, склеюються спеціальним клеєм або зшиваються. Висока тягова здатність, міцність, висока вартість, використовуються рідко.

Синтетичні – перспективні.

Клинові паси

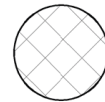


Виготовляються за стандартом з різними розмірами перерізів: *О, А, Б, В, Г, Д, Е*.



Круглі паси

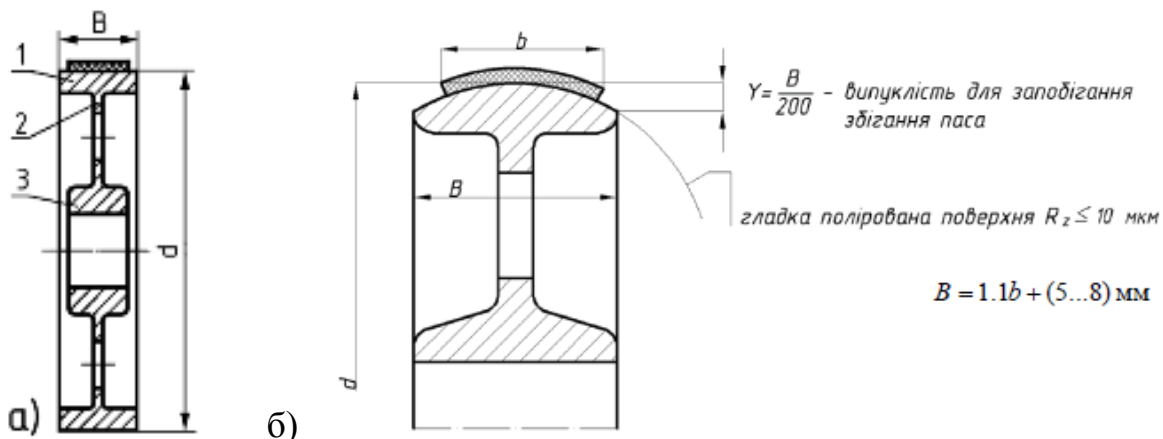
Гумотканинні, бавовняні, шкіряні, капронові.
Низька несуча здатність, використовуються в приладах.



12.1.3.2 Шків

Шків пасової передачі у більшості випадків має обід *1*, який безпосередньо несе пас, маточину *3*, за допомогою якої шків розміщується на валу, та диск *2* (або спиці), що з'єднує обід із маточиною. Для плоских пасів згідно ГОСТ 17383-80 робоча поверхня одного шківа плоска, а другого паса - випукла (*б*), що забезпечує центрування паса, рис.

Форма робочої поверхні обода шківа визначається формою поперечного перерізу паса.



Матеріали шківів: чавун (литво) при $V \leq 35 \text{ м/с}$; сталь (штамповка, прокат, литво, зварні) при $V \leq 40 \text{ м/с}$; алюмінієві сплави (литво) – для швидкохідних передач; пластмаса (текстоліт) – для швидкохідних передач.

12.1.3.3 Натяжні пристрої

Натяжні пристрої у пасових передачах застосовують для створення попереднього натягу, компенсації витягування паса в процесі його експлуатації, а також збільшення кутів охоплення шківів, які впливають на тягову здатність.

За конструкцією та принципом роботи натяжні пристрої можна поділити на три групи: *полозки та хитні плити; натяжні та відтяжні ролики; пристрої з автоматичним регулюванням натягу паса.*

Полозки (рис.4.33,а) та *хитні плити* (рис.4.33,б) є найпростішими натяжними пристроями, що використовуються у пасових передачах із регульованою відстанню між шківками. Ці пристрої прості за конструкцією і забезпечують сталість протягом деякого періоду експлуатації попереднього натягу паса. Тому їх раціонально використовувати у передачах з постійним у часі робочим навантаженням.

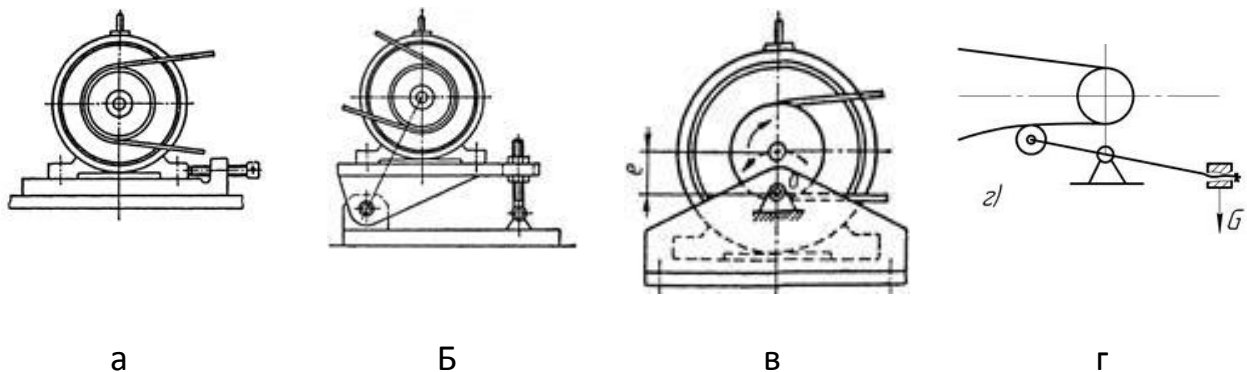


Рисунок 4.33 - Натяжні пристрої:

а - положки; б - хитна плита; в - автоматичне регулювання натягу паса;
г - відтяжний ролик

12.1.4 Кінематика і геометрія пасових передач

В пасових передачах внаслідок того, що ведуча і ведена гілки гнучкої ланки при роботі мають різні натяги, спостерігається пружне ковзання гнучкої ланки на шківках, що змінює передаточне відношення. Величина ковзання оцінюється коефіцієнтом ковзання

$$\varepsilon = \frac{V_1 - V_2}{V_1} \quad (4.26)$$

$$\varepsilon = 0,01 - 0,015.$$

Передатне відношення передачі $i = \frac{\omega_1}{\omega_2}$. Оскільки кутові швидкості шківів $\omega_1 = \frac{2V_1}{d_1}$; $\omega_2 = \frac{2V_2}{d_2}$, одержимо $i = \frac{V_1 d_2}{V_2 d_1}$.

Остаточне передаточне число пасової передачі

$$i = \frac{d_2}{d_1(1-\varepsilon)} \quad (4.27)$$

Для силових передач коефіцієнт ковзання не враховують і тому

$$i = \frac{d_2}{d_1} \quad (4.28)$$

Міжосьову відстань a пасової передачі (рис.4.35) визначає в основному конструкція приводу машини.

В плоскостасових передачах рекомендується така міжосьова відстань

$$a_{min} = (1,5 \dots 2) \cdot (d_1 + d_2)$$

а в клинопасових

$$a_{min} = 0,55(d_1 + d_2) + h$$

де h – висота паса

Довжина паса: $L = 2 \cdot a + \Delta_1 + \Delta_2/a$,

де $\Delta_1 = 0,5 \cdot \pi \cdot (d_1 + d_2)$ і $\Delta_2 = 0,25 \cdot (d_2 - d_1)$.

За наявності зшивання довжину паса збільшують на $L = 100 \dots 400$ мм.

Кут обхвату пасом малого шківа: $\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ (d_2 - d_1)/a$.

Для передачі з плоским пасом рекомендують $\alpha_1 \geq 150^\circ$, клиновим або полі клиновим $\alpha_1 \geq 120^\circ$.

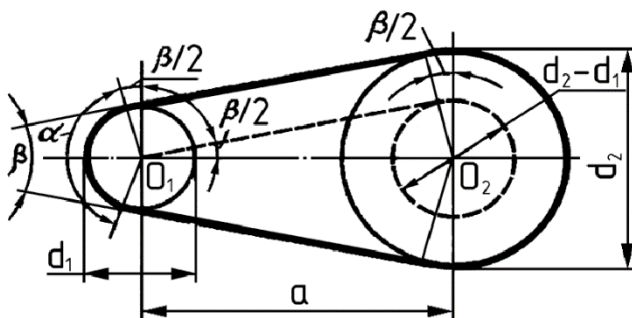


Рисунок 4.35 - Пасова передача:
 β - кут між витками паса;
 a - міжосьова відстань.

12.1.5 Силві залежності пасових передач

Розглянемо сили, що діють у вітках паса, роботу паса на шківів і напруження в ньому. Згідно із цим виявлятимуться причини і види відмов, критерії працездатності та розрахунку пасових передач.

Для визначення сил у вітках паса розглянемо три характерних моменти (рис.4.36).

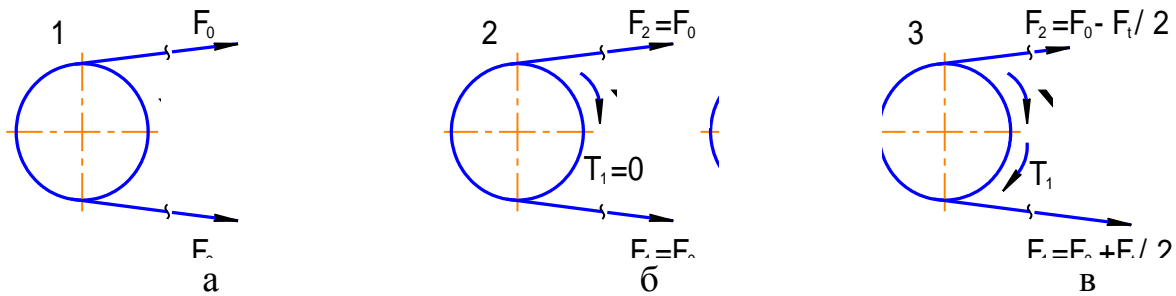


Рисунок 4.36 – Сили у вітках паса

- 1) $\omega_1 = 0$ (передача нерухома); у цьому випадку обидві вітки мають однаковий попередній натяг, який дорівнює F_0 ;
- 2) $\omega_1 \neq 0$, $T_1 = 0$ (холоста робота передачі); нехтуючи дією відцентрових сил і сил тертя, можна припустити, що сила натягу (розтягу) ведучої вітки паса F_1 дорівнює і силі натягу веденої вітки F_2 , і силі попереднього натягу вітки F_0 ($F_1 = F_2 = F_0$);
- 3) $\omega_1 \neq 0$, $T_1 \neq 0$ (робочий режим), для якого $F_1 > F_2$.

Установимо зв'язок між силами F_1 , F_2 і параметрами передачі. Скориставшись умовою рівноваги шківів і враховуючи, що розрахункова колова сила на шківів $F_t = 2T_1/d_1$, одержимо

$$F_1 - F_2 = F_t . \quad (4.29)$$

Неважко побачити, що

$$F_1 + F_2 = 2F_0 . \quad (4.30)$$

Ураховуючи (4.29) і (4.30), одержуємо

$$F_1 = F_0 + 0,5F_t, \quad F_2 = F_0 - 0,5F_t . \quad (4.31)$$

Як бачимо, сила, яка діє на пас, змінна.

З іншого боку, зв'язок між F_1 і F_2 установлюється формулою Ейлера

$$F_1 / F_2 = e^{f\beta} , \quad (4.32)$$

де e – основа натуральних логарифмів;

f – коефіцієнт тертя між пасом і шківом (для клинопасових передач це зведений коефіцієнт тертя);

β – кут ковзання, $\beta \approx 0,7 \alpha_1$.

Ураховуючи (4.29) і (4.30), одержуємо

$$F_1 = F_t q / (q - 1) , \quad q = e^{f\beta} , \quad (4.33)$$

$$F_2 = F_t / (q - 1) . \quad (4.34)$$

Згідно з (4.30), (4.33) і (4.34) маємо

$$F_t = 2F_0 \varphi , \quad (4.35)$$

де φ – коефіцієнт тяги пасової передачі

$$\varphi = F_t / 2F_0 = (q - 1) / (q + 1) < 1 . \quad (4.36)$$

Тобто *коефіцієнт тяги φ* являє собою відносно навантаження. Коефіцієнт φ дозволяє судити про те, яка частина попереднього натягу паса F_0 використовується корисно для передачі навантаження F_t , тобто φ характеризує міру завантаженості передачі.

Крім розглянутих сил, пас навантажується від дії відцентрових сил F_V , що розвиваються на дугах обхвату

$$F_V = qV^2 ,$$

де q – маса 1м паса; V – швидкість паса.

Пас зазнає деформації розтягу по всій своїй довжині та згину на шківках. Напруження розтягу відповідно ведучої та веденої віток від дії сил F_1 і F_2

$$\sigma_{p1} = F_1 / A , \quad \sigma_{p2} = F_2 / A .$$

Напруження розтягу від дії сили F_V

$$\sigma_V = F_V / A .$$

Якщо $V \leq 20$ м/с, то σ_V можна не враховувати.

Напруження згину відповідно на ведучому і веденому шківках

$$\sigma_{321} = E\delta/d_1 , \quad \sigma_{322} = E\delta/d_2 , \quad (4.37)$$

де E – модуль пружності матеріалу паса; δ – товщина паса;

d_1 , d_2 – діаметри ведучого і веденого шківів.

Оскільки $F_1 > F_2$, $d_1 < d_2$, то

$$\sigma_{p1} < \sigma_{p2} , \quad \sigma_{321} > \sigma_{322} .$$

Сумарні напруження в пасі $\sigma_\Sigma < \sigma_p + \sigma_{32} + \sigma_V$.

На рис.4.37 зображена епюра сумарних напружень. З епюри випливає, що діючі в пасі напруження змінні і це зумовлює утомні руйнування паса. Найнапруженішим є переріз, який збігається з точкою I – тут робоча вітка набігає на ведучий шків. Максимальні напруження в цьому перерізі

$$\sigma_{max} = \sigma_{p1} + \sigma_{321} + \sigma_V = \sigma_V + \frac{1}{2}\sigma_t + \sigma_{321} . \quad (4.38)$$

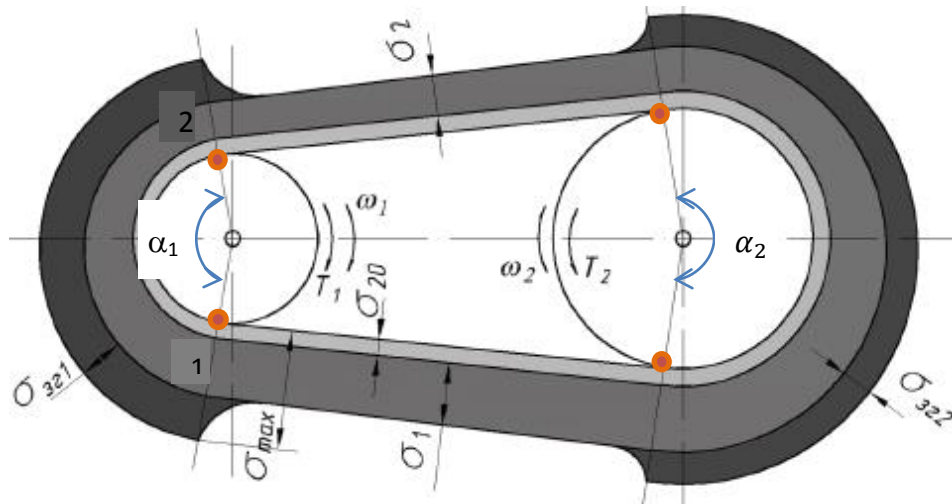


Рисунок 4.37 - Сумарні напруження в пасі

12.1.6 Критерії працездатності і розрахунку пасової передачі

При роботі пасових передач виникають такі види відмов:

- 1) порушення тягової здатності – буксування;
- 2) втомні руйнування паса через змінні напруження в ньому, причому істотно впливають напруження згину.

Головними критеріями працездатності і розрахунку пасових передач є:

- *тягова здатність* – міцність зчеплення паса зі шківом;
- *довговічність* пасу, яка визначається в основному його опором втоми.

Тягову спроможність характеризує значення максимально допустимої колової сили F_t або корисне напруження σ_t при даному натягу силою F_0 паса і ковзанні ε . Тягова спроможність тим вища, чим більше кут обхвату α_1 , коефіцієнт тертя між пасом і шківом, сила F_0 попереднього натягу. Вона знижується зі збільшенням швидкості паса через дію відцентрових сил.

Експериментально досліджуючи, тягову здатність, будують графіки - криві ковзання і ККД (рис.4.38); на їх базі розроблено метод розрахунку пасових передач. При постійній силі F_0 попереднього натягу криві ковзання встановлюють зв'язок між коловою силою F_t (тягою) і відносним ковзанням ε . При побудові графіка по осі абсцис відкладають відносне навантаження, виражене через коефіцієнт тяги φ .

На рис.4.38 надана експериментально отримана залежність коефіцієнту тяги плоскопасової передачі від відносного ковзання пасу по шківу. Гранично допустиме значення сили натягу ведучої гілки обмежується границею пропорційності σ_p матеріалу пасу

$$F \leq \sigma_p A \quad (4.39)$$

де A - площа поперечного перетину пасу.

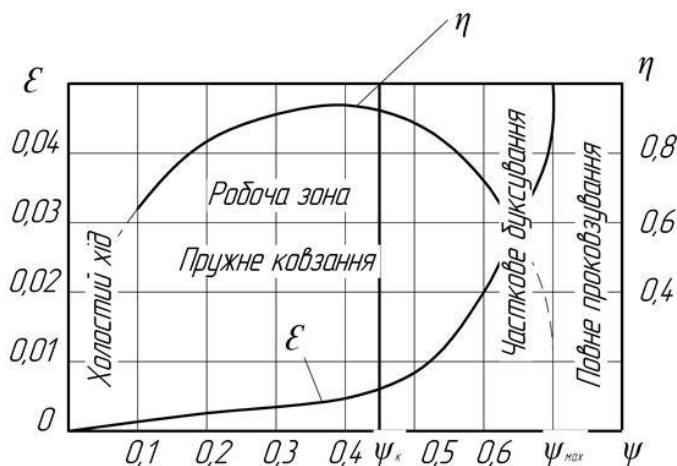


Рисунок 4.38 – Криві ковзання та ККД

Довговічність паса залежить не тільки від значення напружень, а також і від характеру та частоти зміни цих напружень (насамперед від напружень згину σ_{32}). Частота циклу напружень дорівнює частоті пробігів паса

$$n_{\text{проб}} = V / L, \quad (4.40)$$

де L – довжина паса; V – колова швидкість

Чим більше $n_{\text{проб}}$, тим менше довговічність паса. Тому частоту пробігів обмежують: для плоских пасів $[n_{\text{проб}}] = 3-5 \text{ с}^{-1}$; клинових пасів $[n_{\text{проб}}] = 15 - 20$.

Зниження довговічності при збільшенні частоти пробігів пов'язане не тільки з втомою, але й з термостійкістю паса. У результаті гістерезисних втрат при деформації пас нагрівається тим більше, чим більша частота пробігів. Перегрів паса призводить до зниження міцності.

Практика експлуатації встановлює, що при дотриманні рекомендацій по вибору основних параметрів передачі середня довговічність пасів становить 2000...3000 годин.

Розрахунок по тяговій спроможності є основним розрахунком пасових передач, що забезпечують міцність пасів і передачу ними необхідного навантаження.

Розрахунок на довговічність виконують як перевірочний згідно з рекомендаціями.

12.2 Фрикційні передачі

12.2.1 Принцип роботи, класифікація

Фрикційна передача — один із різновидів механічної передачі, в якій рух однієї жорсткої ланки перетворюється в рух іншої жорсткої ланки за рахунок сил тертя в одній або декількох зонах контакту (спряження).

Фрикційні передачі застосовуються при відсутності жорстких вимог до стабільності передавального відношення і передають обертовий рух, або перетворюють обертовий в поступальний (колесо-рейка, прокатні стани) і навпаки (в приладах – привод стрілки).

Найпростіша фрикційна передача складається з двох котків 1 і 2, які посаджені на вали і притиснуті один до одного силою F_r (рис.4.39). Рух передається силою тертя F_f , яка повинна бути не менша за колову силу F_t

$$F_f \geq F_t. \quad (4.41)$$

Щоб забезпечити надійність зчеплення збільшують силу тертя

$$F_f = k \cdot F_t, \quad (4.42)$$

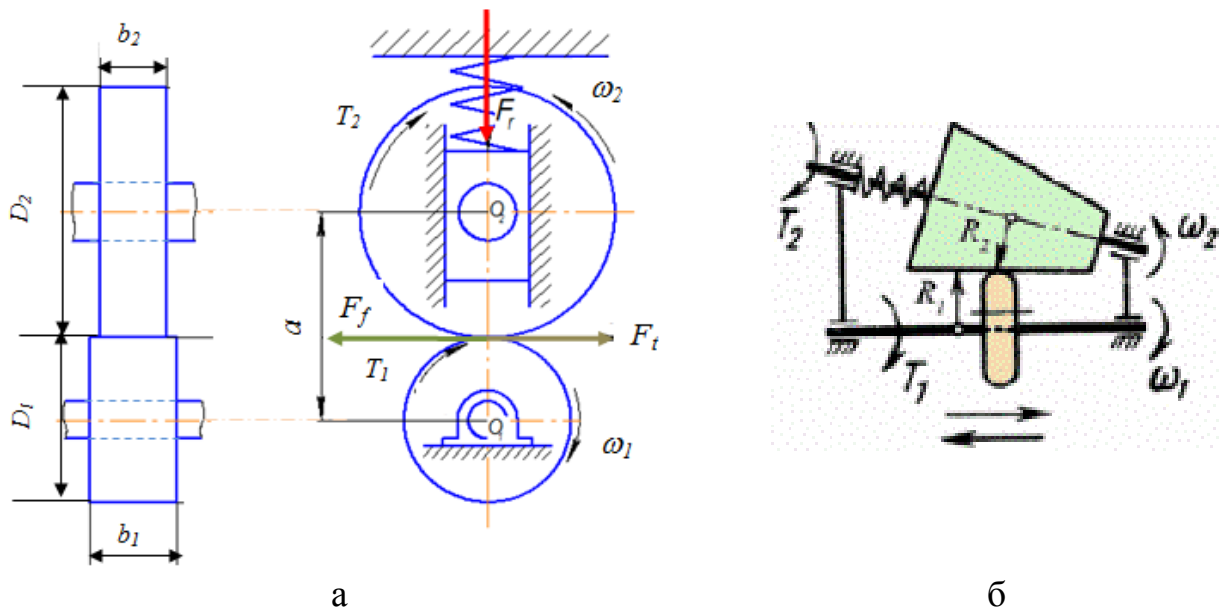
де k – коефіцієнт запасу зчеплення, $k > 1$.

Умова роботи фрикційної передачі

$$k \cdot F_t \leq f \cdot F_n \quad (4.43)$$

де f – коефіцієнт тертя (із рекомендацій).

Недотримання цієї умови призводить до буксування і швидкого зносу котків.



1 – ведучий коток; 2 – ведений коток

Рисунок 4.39 – Схема фрикційної передачі:

а - з нерегульованим передаточним відношенням;
б - з регульованим передаточним відношенням

Колова сила визначається за формулою:

$$F_t = \frac{2000T}{D} \quad (4.44)$$

де D – діаметр котка, м;

T - момент обертання, Нм.

Більшість фрикційних передач, що застосовуються в машинобудуванні, дозволяють передавати потужність до 20 кВт при окружній швидкості котків до 25 м/сек. Значення коефіцієнту корисної дії лежить в межах 0,9...0,95. Через обмеження габаритних розмірів передавальне відношення рекомендують брати $u \leq 10$.

Фрикційні передачі знаходять застосування в ковальсько-пресовому обладнанні (фрикційні преси, фрикційні молоти), металорізальних верстатах, транспортуючих машинах (наприклад лебідки з фрикційним приводом); в приладах, лічильно-обчислювальних машинах і т.д. Найбільше застосування в машинобудуванні мають фрикційні варіатори. Варіатори використовують як в кінематичних, так і в силових передачах. За допомогою фрикційної передачі можна забезпечити достатньо велике передавальне число, але через обмеження габаритних розмірів передачі рекомендують брати $u \leq 10$. ККД фрикційних передач коливається в межах $\eta = 0,90...0,95$.

Фрикційні передачі поділяють на два класи: з *нерегульованим* (умовно постійним) і з *регульованим* (змінним) *передаточним відношенням*. Останні називаються фрикційними *варіаторами*.

Фрикційні передачі з нерегульованим передавальним числом в свою чергу класифікують за такими ознаками (рис. 4.40):

- за розташуванням валів: з паралельними осями валів і з осями валів, що перетинаються;
- за розташуванням точок дотикання: зовнішнього дотикання; внутрішнього дотикання;
- за формою поверхні котків: циліндричні; конічні; кульові; торові; з клиновим ободом;
- за способом притискання котків: з постійним; з автоматично регульованим.

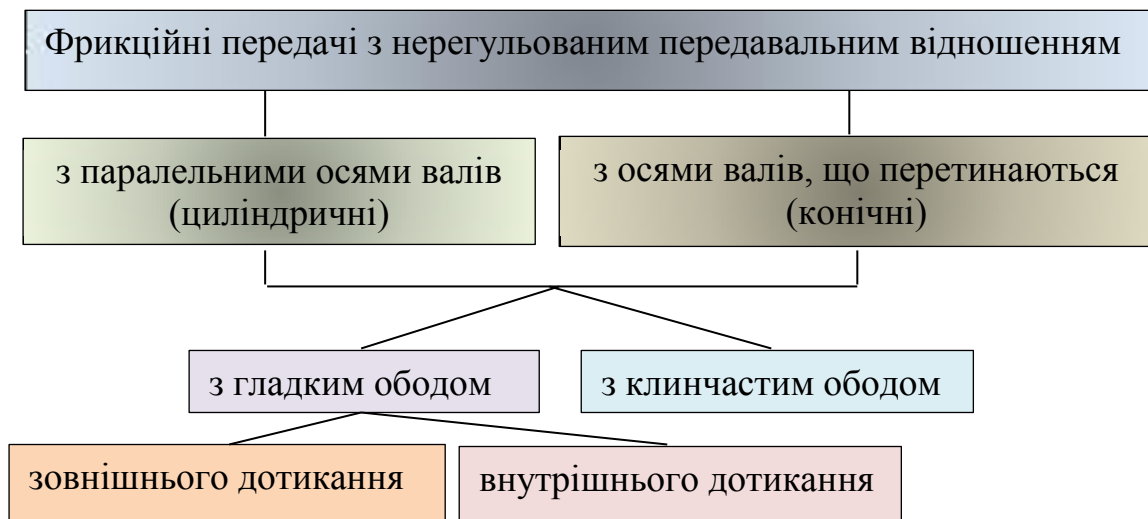


Рисунок 4.40 - Класифікація фрикційних передач з нерегульованим передаточним відношенням

Притискання котків здійснюється двома способами:

- з постійною силою притискання, яка створюється за допомогою попередньої деформації податливих котків при складанні, встановленні стиснутих пружин, використанням власної ваги елементів, встановленні вантажу на важелі тощо;
- зі змінною (регульованою) силою притискання, яка автоматично змінюється зі зміною навантаження.

Залежно від умов роботи фрикційні передачі поділяють на відкриті (працюють без мастила) і закриті (працюють у корпусі з мастилом). У відкритих передачах коефіцієнт тертя вищий, а необхідна сила притискання котків менша, але у закритих передачах наявність мастила забезпечує відведення тепла і підвищує довговічність передачі. Для закритих фрикційних передач $\eta = 0,88 \dots 0,93$, для відкритих $\eta = 0,78 \dots 0,86$.

Переваги фрикційних передач: простота конструкції; плавність та безшумність роботи за високих швидкостей (до 25 м/с); запобігання руйнуванню деталей механізму у разі перевантажень за рахунок буксування котків; можливість плавного регулювання передаточного відношення.

Недоліки фрикційних передач: несталість передаточного відношення через проковзування котків; високі навантаження на вали і опори передачі через необхідність притискання котків; необхідність застосування спеціальних притискних пристроїв; можливість пошкодження робочих поверхонь котків під час буксування.

12.2.2 Ковзання у фрикційній передачі

Ковзання є причиною спрацювання котків, низького ККД передачі та несталості її передаточного відношення. Ковзання призводить до зменшення кутової швидкості веденого вала.

Розрізняють три види ковзання: *буксування, пружне ковзання і геометричне ковзання.*

Буксування – виникає під час перевантаження передачі. Ведений коток зупиняється, а ведучий ковзає по ньому, спричиняючи його місцеве спрацювання, вихід з ладу. При проектуванні потрібно передбачити запас зчеплення котків.

Пружне ковзання – пов'язане з пружними деформаціями котків у зоні їхнього контакту (рис.4.41). Під дією зусиль F_n лінійний контакт перетворюється у контакт по площині ab . Ділянки поверхні ведучого котка 1 наближаються до точки b стиснутими, а відходять від точки a розтягнутими. На веденому котку, навпаки, ділянки робочої поверхні наближаються від точки a стиснутими, а відходять від точки b розтягнутими. У межах ab відбувається пружне видовження поверхні котка 1 і пружне стискання поверхні котка 2, що спричиняє пружне ковзання і відставання веденого котка від ведучого.

Коефіцієнт пружного ковзання котків:

$$\varepsilon = \frac{v_1 - v_2}{v_1} \quad (4.44)$$

де v_1, v_2 – колові швидкості точок, розміщених на циліндричній поверхні ведучого і веденого котків. Коефіцієнт пружного ковзання котків 1 і 2.

Значення коефіцієнта пружного ковзання не перевищує 0,01...0,03. Для зменшення пружного ковзання слід застосовувати матеріали котків з великими модулями пружності E .

Геометричне ковзання зумовлено нерівністю швидкостей ведучого і веденого котків на ділянці контакту.

Колова швидкість точки на поверхні котка 1 однакова по всій його ширині і дорівнює v_1 . Швидкість v_2 різних точок поверхні колеса 2 змінюється пропорційно відстані від осі. Для відсутності буксування необхідно, щоб швидкості на лінії контакту були рівними між собою $v_1 = v_2$. Це можливе тільки для однієї точки P , яка називається *полюсом кочення*. У всіх інших точках лінії контакту спостерігається ковзання зі швидкістю $v_s = v_1 - v_2$.

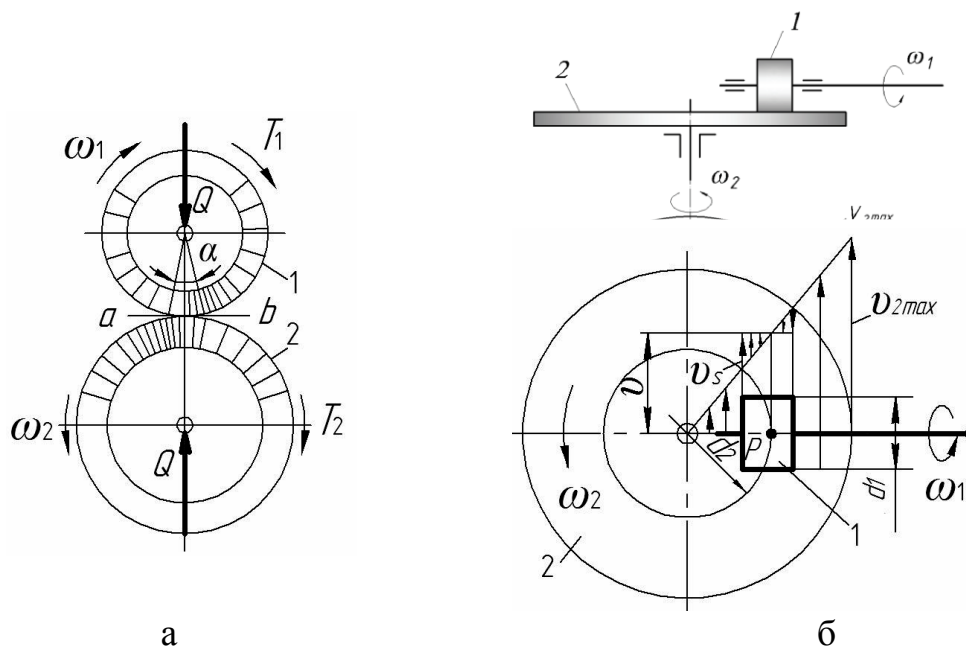


Рисунок 4.41 - Пружне (а) та геометричне (б) ковзання у фрикційній передачі

Найдосконалішими є фрикційні передачі, в яких геометричне ковзання відсутнє.

12.2.3 Матеріали деталей фрикційних передач

Матеріали котків фрикційних передач повинні мати: високий модуль пружності для зменшення пружного ковзання та втрат потужності на перекочування котків; високий коефіцієнт тертя для зменшення необхідної сили притискання котків; високу контактну міцність та стійкість проти спрацювання для забезпечення необхідної довговічності передачі.

Найкраще цим вимогам відповідають такі поєднання матеріалів котків:

- *загартована сталь – загартована сталь*, яке забезпечує найбільшу контактну міцність (сталь ШХ15 із термообробкою до твердості $H=(50...55)HRC$, для тихохідних передач – леговані сталі 40Х, 40ХН та ін. із гартуванням та середнім відпуском);
- *чавун – чавун (або сталь)* також забезпечує достатню несучу здатність передачі, може працювати з мастилом або без нього;
- *текстоліт, фібра – сталь (чавун)* застосовують в середньо - та мало навантажених передачах;
- *шкіра, деревина, гума – сталь (чавун)* має високий коефіцієнт тертя, але низьку стійкість проти спрацювання, використовують в мало навантажених передачах та кінематичних передачах приладів.

Конструкція котків визначається матеріалами, з яких вони виготовлені.

Металеві котки мають дискову форму, а котки малих діаметрів виготовляють суцільними разом з валом. Котки з неметалевих матеріалів працюють без змащення і виготовляються складеними насадними – на маточині зі сталі чи чавуну закріплюються диски або кільця із гуми, текстоліту, деревини, шкіри тощо.

12.2.4 Види руйнування котків і критерії роботоздатності

У зоні контакту сполучених фрикційних котків виникають контактні напруження σ_H . Оскільки при роботі передачі зона контакту безперервно переміщується по робочих поверхнях, то поверхневі шари матеріалу котків зазнають багаторазово повторювані змінні напруження і схильні до втомного викришування, нагріванню і зносу.

Втомне викришування зустрічається в закритих передачах, що працюють зі змащенням. Циклічна дія контактних напружень сприяє розвитку мікротріщин на робочих поверхнях котків. Сили тертя зрушують метал, а мастило під високим тиском заповнює розкриті тріщини. Під час закриття тріщини тиск мастила різко зростає і частки металу відокремлюються, що призводить до утворення раковин. Багаторазові повторення цих процесів розширюють утворені раковини.

Зношування виникає в передачах, що працюють без мастила або за відсутності умов для утворення режиму рідинного тертя.

Задир поверхні, пов'язаний з буксуванням або з перегрівом передачі за великих швидкостей і навантаження в умовах недостатнього змащування.

Основними критеріями роботоздатності фрикційних передач з металевими котками, які працюють зі змащенням є втомне викришування, без змащення – нагрівання; для передач, у яких один із котків має неметалеву робочу поверхню – зношування.

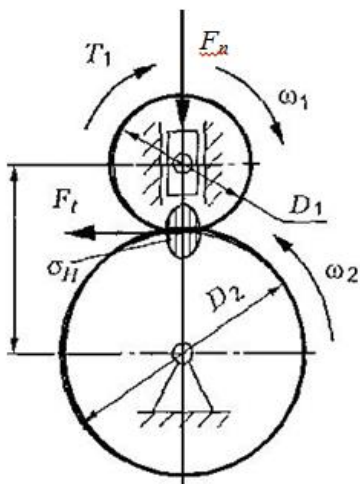


Рисунок 4.42 – розрахункова схема циліндричної фрикційної передачі

12.2.5 Розрахунки фрикційних передач

Перелічені види руйнування залежать від напружень у місці контакту, тому міцність і довговічність фрикційних передач оцінюють за контактними напруженнями σ_H .

Згідно з формулою Герца за початкового лінійного дотикання деталей максимальне контактне напруження:

$$\sigma_H = Z_M \sqrt{\frac{w}{2\rho_{\Sigma}}} \leq [\sigma_H], \quad (4.45)$$

де Z_M – коефіцієнт, що враховує властивості матеріалів котків (вибирається із рекомендацій);

$w = \frac{F_n k_\beta}{b}$ – розрахункове питоме навантаження;

ρ_{Σ} – зведений радіус кривини робочих поверхонь котків;

F_n – сила притискання котків;

k_β – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по ширині котків, $k_\beta = 1, 1.1 \dots 1.3$ (менші значення приймаються для точно виготовлених та змонтованих передач за відносно невеликої ширини котків).

Необхідна сила притискання котків визначається із умови відсутності буксування в передачі тобто сила тертя, яка створюється силою притискання, не має бути меншою колової сили, що передається:

$$F_n \geq \frac{F_t k}{f} = \frac{2000 T_1 k}{D_1 f}. \quad (4.46)$$

Звідки

$$w = \frac{2000 \cdot T_1 \cdot k \cdot k_\beta}{D_1 \cdot f \cdot b}. \quad (4.47)$$

З урахуванням того, що $D_1 = \frac{2a}{u+1}$ і $D_2 = \frac{2 \cdot a \cdot u}{u+1}$ зведений радіус кривини робочих поверхонь котків дорівнює:

$$\frac{1}{\rho_{\Sigma}} = \frac{1}{D_1/2} + \frac{1}{D_2/2} = \frac{2(D_1 + D_2)}{D_1 \cdot D_2} = \frac{2\left(\frac{2a}{u+1} + \frac{2a \cdot u}{u+1}\right)}{\frac{2a}{u+1} \cdot \frac{2a \cdot u}{u+1}} = \frac{(u+1)^2}{a \cdot u}. \quad (4.48)$$

Після підставлення (11.7), (11.8) в (11.5) отримують

$$\sigma_H = Z_M \sqrt{\frac{2000 \cdot T_1 \cdot k \cdot k_\beta \cdot (u+1)^2}{D_1 \cdot f \cdot b \cdot 2 \cdot u \cdot a}} = Z_M (u+1) \sqrt{\frac{2000 \cdot T_1 \cdot k \cdot k_\beta}{D_1 \cdot f \cdot b \cdot 2 \cdot a \cdot u}} \leq [\sigma_H] \quad (4.49)$$

Допустимі контактні напруження $[\sigma_H]$ беруть із довідкової літератури в залежності від матеріалів котків і умов їх роботи. За визначеним значенням міжосьової відстані a визначають діаметри котків d_1 і d_2 , ширину котків b і потрібну силу притискання F_n . Остаточну перевірку міцності котків за прийнятими розмірами виконують за умовою (4.45).

Контрольні запитання до розділу 4

- 1 Що таке привод машин та його структурні елементи?
- 2 Для чого призначені механічні передачі.
- 3 Назвіть типи механічних передач.
- 4 Як визначається передавальне відношення механічної передачі?
- 5 Основні енергетичні параметри механічних передач.
- 6 Співвідношення між обертовими моментами, потужностями та кутовими швидкостями на валах механічної передачі.
- 7 Як визначається загальне передавальне відношення привода, що складається з кількох послідовно застосованих механічних передач?
- 8 Які основні переваги і недоліки зубчастих передач?
- 9 Передачі яких ступенів точності застосовують у загальному машинобудуванні?
- 10 Якими нормами характеризують ступінь точності зубчастих передач?
- 11 Для чого необхідний бічний зазор у зубчастій передачі?
- 12 Які критерії беруть до уваги при виборі матеріалів для виготовлення зубчастих коліс?
- 13 У чому сутність руйнування зубів від втоми? Види руйнування.
- 14 Чому у відкритих передачах не спостерігають викришування?
- 15 Чому в закритих передачах викришування від втоми є основним видом руйнування робочої поверхні зубів?
- 12 Назвіть критерії роботоздатності закритих зубчастих передач.
- 13 Які розрізняють зубчасті колеса за конструкцією?
- 14 Як розраховують зубці на згин і контактну витривалість?
- 15 Для чого призначені конічні зубчасті передачі?
- 16 Які бувають різновиди конічних передач?
- 17 Які переваги і недоліки мають конічні передачі?
- 18 Як поділяють конічні передачі в залежності від форми лінії зуба?
- 19 Які параметри є основними характеристиками конічних передач?
- 20 Які форми мають зуби конічних коліс?

- 21 Що відносять до геометричних співвідношень конічних зубчастих передач?
- 22 Які зусилля діють в зачепленні конічних передач?
- 23 На чому заснований міцностний розрахунок конічної передачі?
- 24 У чому полягає умова працездатності по контактної і згинальної міцності?
- 25 Які розрізняють види черв'ячних передач?
- 26 З яких основних деталей складається черв'ячна передача?
- 27 Переваги й недоліки черв'ячних передач.
- 28 Яка існує залежність між передавальним відношенням, числом заходів черв'яка і числом зубів черв'ячки колеса?
- 29 З яких матеріалів виготовляють черв'ячних і черв'ячні колеса?
- 30 Вкажіть причини виходу зі строю черв'ячних передач і критерії їх роботи здатності.
- 31 Як визначається ККД черв'ячної передачі і за яких умов отримується її самогальмування?
- 32 Як розраховуються зуби коліс черв'ячних передач на контактну міцність, згин?
- 33 Як визначаються в передачах сили тиску на опори?
- 34 Як відбувається мащення черв'ячних передач?
- 35 Переваги й недоліки ланцюгових передач.
- 36 З яких деталей складається ланцюгова передача?
- 37 Які розрізняють види приводних ланцюгів і які з них нормалізовані ГОСТами?
- 38 Методика розрахунку приводних ланцюгів на міцність і довговічність.
- 39 Чим викликана нерівномірність руху приводних ланцюгів?
- 40 Чим викликані динамічні навантаження в ланцюгових передачах і як визначається їх величина?
- 41 Які види пасових передач розрізняють за формою поперечного перетину паса?
- 42 Які переваги і недоліки мають пасові передачі в порівнянні з іншими видами передач?
- 43 Як визначають сили натягу в гілках паса при роботі передачі?
- 44 У чому сутність пружного ковзання паса по шківах? Чому воно виникає і чи можна його усунути?
- 45 У чому різниця між пружним ковзанням і буксуванням паса?
- 46 Чому передаточне число пасової передачі мінливе?
- 47 Для чого в пасовій передачі створюють попередній натяг паса?
- 48 Як обчислити напруження в гілках паса при роботі передачі?
- 49 Що таке тягова спроможність пасової передачі? Які фактори впливають на неї?
- 50 У чому сутність руйнування пасів від втоми? Внаслідок чого воно в відбувається?
- 51 Принцип роботи фрикційної передачі, основні елементи, область застосування.
- 52 Види фрикційних передач?

- 53 Які види ковзання розрізняють у фрикційних передачах?
- 54 З яких причин у фрикційній передачі може виникнути буксування?
Чи бажане це явище? Як можна його уникнути?
- 55 Що є причиною виникнення пружного ковзання в фрикційній передачі?
- 56 З яких причин у фрикційній передачі виникає геометричне буксування?
- 57 Яким вимогам мають відповідати матеріали котків фрикційних передач?
- 58 Назвіть основні види руйнування металевих та неметалевих котків. Що є причиною цих руйнувань?
- 59 Основні критерії розрахунку фрикційних передач.

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ ДО ПРАКТИЧНИХ ЗАНЯТЬ

Курс практичних занять по дисципліні «Деталі машин» складено у відповідності до навчального плану і освітньо-професійної програми «Галузеве машинобудування» і є невід'ємною важливою частиною аудиторного комплексу занять, що дозволить студентам глибше освоїти й закріпити теоретичні положення дисципліни «Деталі машин», одержати навички їхнього практичного використання в області проектування й визначення навантажувальної здатності деталей, вузлів, механізмів, приводів і у подальшій самостійній роботі.

Практичні заняття передбачені навчальним планом в обсязі 12 годин в четвертому семестрі. Завдання для практичних занять пов'язані з темами теоретичного матеріалу (лекцій) і направлені на поглиблене засвоєння матеріалу курсу і реального використання теоретичних знань.

Матеріальне забезпечення практичних занять: наочні посібники – презентації; плакати, слайди; учбова та довідкова література, методичні посібники, каталоги і атласи деталей; відео ролики з відповідних тем; натурні деталі та вузли загального призначення, моделі деталей та вузлів, стенди, програмне забезпечення.

Форма контролю практичних занять: усне опитування; перевірка знань при виконанні практичної роботи; тестовий поточний контроль знань студентів за темою заняття.

Звітність з практичних занять: на основі матеріалу, вивченого на практичному занятті студент представляє виконаний і належним чином оформлений звіт практичної роботи з розрахунками типових деталей і вузлів машин розглянутих на даному практичному занятті.

Практичне заняття 1

Тема: Розрахунок різьбових з'єднань

Мета заняття: Закріплення знань з теоретичних відомостей про різьби і різьбові з'єднання. Одержання практичних навичок у розрахунок найбільш поширених видів кріпильних різьбових з'єднань для різних випадків навантаження.

1 ВКАЗІВКИ З ПІДГОТОВКИ ДО ЗАНЯТТЯ

1.1 Рекомендована література

1 Деталі машин і основи конструювання. Конспект лекцій. ТДАТА, 2002.

- 2 Иванов М.Н. Детали машин. – М.: Высшая школа, 1991. – 383 с.
- 3 Решетов Д.Н. Детали машин. – М.: Машиностроение, 1989. – 496 с.
- 4 Киркач Н.Ф, Баласанян Р.А. Расчет и проектирование деталей машин. Часть 2 - Х.: Вища школа, 1988. – 142 с.
- 5 Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. – М.: Машиностроение, том 1, 1980. – 728 с.
- 6 Биргер И.А., Иосилевич Г.Б. Резьбовые соединения. – М.: Машиностроение, 1973.

1.2 Завдання для самостійної підготовки

Під час підготовки до даного практичного заняття проробити матеріали лекції, а також главу 1 Резьбовые соединения [2], §§ 7.1...7.12 – Резьбовые соединения [3] і главу 11 – Резьбовые соединения [4].

При ознайомленні з матеріалами лекцій та літературних джерел по темі заняття звернути увагу на:

- роль і місце різних з'єднань і зокрема різьбових в техніці;
- класифікацію різьб за основними ознаками – по призначенню, по формі стрижня, по формі перерізу витка та ін.;
- основні переваги і недоліки різьбових з'єднань та область застосування того чи іншого типу різьбових з'єднань;
- спільні риси та відмінності основних видів кріпильних з'єднань, таких як болтові, з'єднання гвинтами та шпильками;
- номенклатуру основних кріпильних деталей, таких як болти, гвинти, шпильки, гайки та допоміжних, зокрема шайб;
- способи виготовлення різьби;
- основні елементи і характеристики різьби, такі як діаметри (номінальний, внутрішній, середній), крок, число заходів, хід, коефіцієнт повноти;
- основні критерії роботоздатності кріпильних різьбових деталей, розрахунки на міцність елементів різьби;
- матеріали і допустимі напруження при розрахунках;
- ступінь стандартизації кріпильних деталей, забезпечення принципу рівної міцності стандартних різьбових деталей;
- умовні позначення стандартних кріпильних деталей, класи міцності;
- момент тертя в різьбі, момент загвинчування (відгвинчування), коефіцієнт корисної дії і умову самогальмування;
- способи запобігання мимовільного відгвинчування (способи стопоріння) різьбових кріпильних з'єднань;
- основні види навантаження на кріпильні деталі і їх вплив на методи

розрахунків з'єднань.

1.3 Питання для самопідготовки

- 1 Які переваги різьбових з'єднань забезпечують їм поширене застосування в техніці?
- 2 Дайте визначення таким параметрам різьби: профіль, крок, хід, кут профілю і кут підйому гвинтової лінії.
- 3 Які розрізняють типи різьб по профілю, по призначенню, по кроку, числу заходів, по напрямку гвинтової лінії?
- 4 Назвіть основні способи виготовлення різьби і інструменти, які при цьому застосовуються.
- 5 За якими параметрами метрична різьба відрізняється від дюймової?
- 6 Чому метрична різьба з крупним кроком має переважне застосування в якості кріпильної?
- 7 Для яких конструкцій і умов роботи звичайно застосовують різьби з дрібним кроком?
- 8 На яких принципах основані способи стопоріння різьбових деталей? Перелічить всі відомі вам способи стопоріння.
- 9 З яких матеріалів виготовляють різьбові деталі?
- 10 З якою метою при виготовленні кріпильних деталей застосовують методи термічної, хіміко-термічної обробки, гальванічних покриттів?
- 11 Що характеризують числові позначення класу міцності гвинта, наприклад, клас міцності 5.6? Класу міцності гайки, наприклад, 8?
- 12 Від яких основних факторів залежить значення моменту закручування в різьбовому з'єднанні?
- 13 Які напруження виникають у перерізі болта з попереднім затягом?
- 14 Які методи застосовують для контролю зусилля затягу різьбового з'єднання? Чим відрізняється розрахунок з'єднання з контрольованим затягом від розрахунку з'єднання без контролю затягу?

2 ВКАЗІВКИ ДО ПРОВЕДЕННЯ ЗАНЯТТЯ

2.1 Програма практичного заняття

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

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

2.2 Оснащення аудиторії

- наочні посібники – плакати з рисунками і розрахунковими схемами типових різьбових з'єднань та з довідковими таблицями по вибору деталей кріпильних різьбових з'єднань
- таблиця для вибору варіантів числових значень розрахунку;
- учбова та довідкова література.

2.3 Охорона праці

Дане практичне заняття під час його проведення не передбачає застосування учбових, допоміжних та інших засобів, які могли б потенціально становити реальну загрозу здоров'ю та життю учасників заняття, тому інструктаж на робочому місці перед початком заняття не проводиться.

Всі присутні на занятті повинні керуватися загальними правилами безпеки при проведенні аудиторних занять, прийнятими в університеті. У разі виникнення небезпечної ситуації (пожежа, землетрус, тощо) слід оперативно покинути аудиторію і сповістити відповідні служби.

3 ПРОВЕДЕННЯ ЗАНЯТТЯ

3.1 Оформлення вихідних даних на розрахунок:

- а) сформулювати загальну задачу розрахунку;
- б) навести вихідні дані розрахунку різьбового з'єднання.

Примітка: вихідні дані вибираються для кожної задачі окремо з таблиць варіантів вихідних даних.

3.2 Вирішення типових задач по розрахунку різьбових з'єднань:

Задача 1. Перевірити на міцність різьбу болта і гайки. З умови рівної міцності визначити висоту гайки та головки болта, діаметр опорної поверхні гайки (головки болта).

Рішення: а) перевірка різьби болта і гайки на зріз проводиться за формулою 1.12 [2], б) висота гайки з умови рівної міцності стержня болта на зріз визначається за рівнянням §1.5 виводу формули 1.14 [2]; в) для визначення висоти головки болта потрібно скористатись рівнянням §1.5 виводу формули 1.14 [2], дещо змінивши при цьому його ліву половину; г) діаметр опорної поверхні гайки знайти з умови міцності на зминання кільцевої поверхні формулу вивести самостійно.

Задача 2. Стержень з різьбою навантажений тільки осьюовою статичною силою, гайка накручена, але не затягнута (хвостовик гака вантажопідіймальної машини, підвіска світильників, тощо).

Три варіанти рішень (або-або):

- а) провести перевірку з'єднання на міцність;
- б) визначити діаметр різьби;
- в) визначити граничне значення зусилля, яке може сприйняти з'єднання.

Рішення: Основою розрахунку є умова міцності стержня, ослабленого різьбою (переріз по внутрішньому діаметру різьби), на розтяг, для варіантів (а) і (б) можна скористатися формулами 8.1 і 8.2 [4], для варіанту (в) потрібно вирішити формулу 8.1 відносно зусилля. Для рішення задачі вибір матеріалу стержня і визначення допустимих напружень зручно проводити за рекомендаціями таблиць 8.3 і 8.4 та с. 95 [4].

Задача 3. Болт затягнутий, зовнішнє навантаження відсутнє (ненавантажені кришки підшипників, оглядові люки корпусів, тощо). Перевірити болт на міцність.

Рішення: Як і для попередньої задачі перевірка проводиться з умови міцності на розтяг, але зусилля діюче на болт збільшується на 30% (коефіцієнт 1,3), тим самим враховується дія в перерізі болта напружень кручення, що виникають від дії моменту закручування гайки. Потрібне зусилля затягу можна вичислити по формулі 1.17 [2], матеріал та його характеристики вибирають як для задачі 2.

Задача 4. На затягнутий болт додатково діє зовнішнє осьове навантаження (фундаментні болти, фланцеві з'єднання, кришки посудин під тиском, як правило з прокладками). Перевірити болт на міцність.

Рішення: Попередній затяг болта повинен забезпечити герметичність або не розкриття стику під навантаженням. Під дією зовнішнього навантаження болт додатково розтягається, але на ту ж величину зменшується деформація стиснутих деталей. Отже тільки частина зовнішнього навантаження діє на болт, інша частина іде на часткове розвантаження стику.

Значення сили затягу і коефіцієнта зовнішнього навантаження (коефіцієнта податливості стику) можна визначити за рекомендаціями 8.5.1 [4].

Задача 5. Болт стягує дві або три плоских деталі з товстолистового матеріалу. Сили навантажують деталі у повздовжньому напрямку. Часто цю задачу формулюють як розрахунок різьбового з'єднання навантаженого силами, що здвигають. Розрахунок такого з'єднання може бути як перевірочним (перевірка на міцність), так і проектним (визначення параметрів болта).

Рішення: Конструктивне виконання такого різьбового з'єднання може передбачати два варіанти:

Варіант I. Болт поставлений з зазором в отвори деталей, що з'єднуються. Для попередження переміщення деталей болти затягають так, щоб сила тертя на стиках деталей була більша за силу, що діє на деталі. Таким чином рішення цього варіанту базується на умові міцності різьбової частини стержня болта на розтяг.

Варіант II. Між стержнем болта і поверхнею отворів деталей зазор відсутній (болт поставлений в отвори „під розгортку“). В цьому випадку міцність з'єднання визначається умовою міцності стержня болта на зріз і умовою міцності циліндричних поверхонь контакту болта і деталей на зминання.

Для вирішення цієї задачі доцільно скористатися методикою п.р.8.5.2 [4], а також потрібними для розрахунку довідковими даним глави 8 [4]. Після проведення розрахунку обов'язково проаналізувати доцільність того чи іншого варіанту такого виду з'єднань.

Задача 6. Болт навантажений зусиллям, що діє ексцентрично відносно його осі (в якості ілюстрації такого виду навантаження можна використовувати рисунок 1.28 [2] і рисунок 7.19 [3]). Перевірити болт на міцність.

Рішення: Для вирішення задачі потрібно розглянути випадок виникнення в перерізі стержня болта напружень розтягу і напружень згину. На сумісну дію цих напружень і потрібно розрахувати болт, для цього бажано вивести розрахункову формулу на основі методик наведених в §1.7 [2] та на с. 110-111 [3].

Задача 7. З'єднання групою симетрично встановлених болтів, що кріпить кришку навантажену силою, яка діє перпендикулярно площині стику і проходить через центр ваги з'єднання. Перевірити кріпильні деталі на міцність.

Рішення: для такого випадку навантаження вважають, що кожен з болтів навантажений однаково, тому величину діючого зусилля ділять на загальну кількість болтів і розраховуємо один болт по методиці задачі 2.

Задача 8. Кронштейн навантажений зусиллям, яке не проходить через центр ваги з'єднання і зсуває деталі у площині стику (рисунок 1.30) [2]. Провести перевірочний або проектний розрахунки.

Рішення: для даного і подібних випадків нерівномірного навантаження болтів з'єднання потрібно встановити, який з них навантажений максимальним

зусиллям і по цьому зусиллю провести розрахунок. Наприклад, для приведених умов навантаження (рис.130), силу, яка діє на кронштейн замінюють такою ж, перенесеною у центр ваги стику і моментом. Навантаження від сили між болтами розподіляються рівномірно, а від моменту пропорційно деформаціям болтів при повороті кронштейну. Як і для задачі 5, можна розглядати два варіанти постановки болтів в отвори – з зазором, або ж без зазору. Можна прорахувати обидва варіанти і результати порівняти. Крім того можна провести оптимізацію конструкції такого з'єднання с. 47 [2].

3.3 Підсумки проведеного заняття

Після вирішення типових задач по розрахунках різьбових з'єднань необхідно провести аналіз їх результатів і зробити висновки по застосуванню того чи іншого методу розрахунку з'єднання на міцність.

3.4 Самостійна робота студентів

Під час самостійної підготовки студенти повинні закріпити знання, одержані на практичному занятті, завершити і належним чином оформити виконані на ньому задачі.

4 ЗВІТНІСТЬ

На основі матеріалу, вивченого на практичному занятті студент представляє виконаний і належним чином оформлений розрахунок розглянутих на даному практичному занятті типових різьбових з'єднань.

Практичне заняття 2

Тема: Вибір та розрахунок шпонкових з'єднань

Мета заняття: Одержання практичних навичок у виборі шпонкових з'єднань для різних випадків закріплення елементів передач на валах та закріплення теоретичних знань по перевірочних розрахунках на міцність шпонкових з'єднань різних типів. Ознайомлення з основними принципами вибору систем змащування для різних типів передаточних механізмів, зокрема редукторів загального призначення. Огляд конструкцій основних типових елементів системи змащування. Проведення аналізу видів змащування типових підшипникових вузлів, ущільнень вихідних кінців валів.

1 ВКАЗІВКИ З ПІДГОТОВКИ ДО ЗАНЯТТЯ

1.1 Рекомендована література

- 1 Деталі машин і основи конструювання. Конспект лекцій. ТДАТА, 2002.
- 2 Иванов М.Н. Детали машин. – М.: .: „Высшая школа“, 1991. – 383 с.

- 3 Киркач Н.Ф., Баласанян Р.А. Расчет и проектирование деталей машин. Часть 2 - Х.: Вища школа, 1988. – 142 с.
- 4 Шейнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин. – М.: Высшая школа, 1991, - 432 с.
- 5 Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин. – М.: Высшая школа, 1985. – 416 с.

1.2 Завдання для самостійної підготовки

Під час підготовки до даного практичного заняття проробити матеріали лекції [1], а також §6.1 Шпоночные соединения [2], п.6.5 і 6.6 – Смазка и уплотнение подшипниковых узлов [3], 10.8 Смазывание. Смазочные устройства [4], главу 11 Смазочные устройства и уплотнения [5].

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

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

При огляді літературних джерел по темі систем змащування зосередитись на:

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

1.3 Питання для самопідготовки

- 1 Вкажіть переваги і недоліки шпонкових з'єднань;
- 2 Для яких конструкцій бажане використання ненапружених або ж напружених видів шпонкових з'єднань?
- 3 Які шпонки (по їх геометричній формі) найчастіше використовуються в

- з'єднаннях маточин елементів передач з валами? Дайте порівняльну характеристику цих шпонок;
- 4 Назвіть способи виготовлення шпонкових пазів в валах та маточинах. Які з них вважають більш технологічними?
- 5 За якими розмірами деталей, що входять в з'єднання вибирають типорозмір шпонки?
- 6 За якими деформаціями звичайно проводять перевірочний розрахунок шпонкових з'єднань?
- 7 З яких матеріалів виготовляють шпонки загального призначення?
- 8 За якими критеріями визначаються допустимі напруження?
- 9 Назвіть основні функції системи змащування редуктора, ККД?
- 9 З яких міркувань для більшості редукторів, коробок переміни передач та коробок швидкостей застосовують картерний спосіб змащування?
- 10 Які види і сорти мастильних матеріалів застосовують для змащування зубчастих та черв'ячних передач, підшипників кочення?
- 11 За якими критеріями визначають об'єм масляної ванни при картерному способі змащування, глибину занурювання деталей передач в мастило?
- 12 Перерахуйте характерні деталі та вузли системи змащування;
- 13 За допомогою яких засобів здійснюють ущільнення нерухомих корпусних деталей, як ущільнюють вихідні кінці валів?

2 ВКАЗІВКИ ДО ПРОВЕДЕННЯ ЗАНЯТТЯ

2.1 Програма практичного заняття

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

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

2.2 Оснащення аудиторії

- наочні посібники – плакати з довідковими таблицями по вибору шпонок, сортаменту мастил та з зображенням найбільш поширених елементів системи змащування;
- учбова та довідкова література.

2.3 Охорона праці

Дане практичне заняття під час його проведення не передбачає застосування учбових, допоміжних та інших засобів, які могли б потенціально становити реальну загрозу здоров'ю та життю учасників заняття, тому інструктаж на робочому місці перед початком заняття не проводиться.

Всі присутні на занятті повинні керуватися загальними правилами безпеки при проведенні аудиторних занять, прийнятими в університеті. У разі виникнення небезпечної ситуації (пожежа, землетрус, тощо) слід оперативно покинути аудиторію і сповістити відповідні служби.

3 ПРОВЕДЕННЯ ЗАНЯТТЯ

3.1 Оформлення вихідних даних на розрахунок:

- а) сформулювати задачу розрахунку з зазначенням основних його етапів;
- б) навести вихідні дані розрахунку шпонкового з'єднання:
 - обертаючий момент, що діє на валу;
 - довжина маточини елемента передачі, встановленого на валу;
 - вид виробництва – одиничне, серійне, масове;
- в) навести вихідні дані для розрахунку системи змащування редуктора:
 - потужність, що передається редуктором;
 - діаметр кола виступів найбільшого зубчастого колеса;
 - колова швидкість на ділільному колі найбільшого зубчастого колеса;
 - розміри dna редуктора: довжина і ширина між внутрішніми стінками.

3.2 Вибір матеріалу вала і шпонки

Матеріали валів вибирають враховуючи рекомендації [2, 4, 5], для валів редукторів звичайно вибирають середньовуглецеві сталі 45, 50, 40Х з термообробкою нормалізація або поліпшування. Шпонки виконують з тих же марок сталей. Для виробництва призматичних шпонок звичайно застосовують суцільнотягнуті сталеві прутки відповідного перерізу.

3.3 Орієнтовний розрахунок вала

Діаметр вала визначається з умови дії напружень чистого кручення по формулі 15.1 [2] і повинен бути округленим до числа з нормального ряду. При визначенні краще прийняти величину допустимих напружень, які рекомендуються для трансмісійних валів [2].

3.4 Вибір типорозмірів шпонок для з'єднання

Для порівняння, рекомендується вибрати для з'єднання, два типи шпонок: призматичну і сегментну. Вибір типорозмірів потрібно проводити по таблицях відповідних стандартів в залежності від діаметра вала і довжини маточини.

3.5 Перевірочний розрахунок шпонкових з'єднань

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

3.6 Аналіз результатів розрахунку

Після перевіркового розрахунку потрібно провести аналіз результатів вибору і перевірки. Як правило, при розрахунку вала на кручення і виборі типорозміру шпонки виходячи з цього діаметра перевірка з'єднання на зминання дає позитивні результати. Якщо ж діючі напруження зминання незначно (на 10...15%) перевищують допустимі, (що може відбуватись при недостатній довжині маточини), слід прийняти рішення по відповідне збільшення довжини цієї маточини. Для валів з високим рівнем навантаження, можливе застосування двох шпонок в з'єднанні, що звичайно не рекомендується, бо значно ослабляє переріз вала та збільшує ризик руйнування від втоми.

3.7 Вибір способу змащування

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

Для закритих зубчастих і черв'ячних передач, що є складовою частиною таких механізмів як редуктори, коробки передач, коробки звичайно застосовують картерний спосіб змащування. При такому способі елементи передач – зубчасті і черв'ячні колеса, черв'яки змащуються зануренням, а підшипники кочення,

встановлені в одній площині з внутрішньою стінкою корпусу – розбризкуванням. Для конструкцій, що мають підшипники віддалені від поверхні мастила (наприклад вертикальні багатоступінчасті редуктори) застосовують комбінований спосіб – коли підшипники верхніх валів змащуються консистентним мастилом. Для напружених відповідальних механізмів рекомендують примусове змащування.

3.8 Вибір сорту мастила

Сорт мастила вибирається в залежності від напруженості зачеплення (характеризується контактними напруженнями в зачепленні) і швидкісних характеристик передачі (фактичної колової швидкості). При виборі сорту і кінематичної в'язкості мастила можна скористатись таблицею 10.29 [4], в якій крім того дана розшифровка поширених сортів мастила.

3.9 Визначення об'єму мастила

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

3.9 Рівень мастила

Рівень мастила при картерному способі змащування встановлюється з умови глибини занурення елементів передач в масляну ванну, яка, в свою чергу, залежить від компоновальної схеми редуктора і швидкісних характеристик передач. Наприклад, за рекомендаціями [4], в горизонтальних циліндричних і черв'ячних редукторах тихохідне колесо може занурюватись в рідину мінімум на величину модуля, максимум на чверть свого діаметра. При нижньому розташуванні шестерні мінімум – два модулі, максимум – половина діаметра, такі ж нормативи і для нижнього розташування черв'яка. Для конічних зачеплень важливо, щоб мастило повністю покривало зуб колеса. Для підшипників бажано, щоб рівень мастила доходив до середини нижнього тіла кочення. Після визначення рівня мастила перевіряється відстань від зануреного в мастило елемента передачі до дна картера.

3.10 Ущільнення і елементи системи змащування

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

Для ущільнення вихідних кінців валів та захисту підшипників від надмірного впливу мастильної рідини застосовується широкий спектр ущільнюючих пристроїв контактної і безконтактної дії. Їх вибір можна проводити по п.6.6 [3], п. п. 10.4.6 [4], §10.4 [5].

Типові елементи систем змащування (арматура) – такі як покажчики рівня мастила, масельнички, віддушини, пробки та інші, в більшості своїй стандартизовані і нормалізовані. Ознайомитись з устроєм і вибрати конструкцію пристосувань можна за рекомендаціями п. р. 10.8 [4], §11.3 [5].

3.8 Самостійна робота студентів

Під час самостійної підготовки студенти повинні закріпити знання, одержані на практичному занятті, вибрати шпонки, перевірити з'єднання на міцність, провести розрахунок системи змащування згідно з індивідуальним завданням, виданим на даному практичному занятті.

4 ЗВІТНІСТЬ

На основі матеріалу, вивченого на практичному занятті студент представляє виконаний і належним чином оформлений розрахунок шпонкових з'єднань і системи змащування редуктора у відповідності до вихідних даних, що пропонується індивідуальним завданням.

Практичне заняття 3

Тема: Розрахунок нероз'ємних з'єднань

Мета заняття: Закріплення знань з описового курсу про нероз'ємні з'єднання.

Одержання практичних навичок у розрахунку найбільш поширених видів (заклепкових, зварних, паяних та клейових) нероз'ємних з'єднань для різних їх конструкцій та умов навантаження.

1 ВКАЗІВКИ З ПІДГОТОВКИ ДО ЗАНЯТТЯ

1.1 Рекомендована література

- 1 Деталі машин і основи конструювання. Конспект лекцій. ТДАТА, 2002.
- 2 Иванов М.Н. Детали машин. – М.: Высшая школа, 1991. – 383 с.
- 3 Решетов Д.Н. Детали машин. – М.: Машиностроение, 1989. – 496 с.

1.2 Завдання для самостійної підготовки

Під час підготовки до даного практичного заняття проробити матеріали лекції [1], а також глави 2 - 4 [2] і глави IV та V [3].

При ознайомленні з матеріалами лекцій та рекомендованої по темі заняття літератури звернути увагу на:

- фізичну суть і технологічні методи виконання найстарішого виду нероз'ємних з'єднань - заклепкового;
- класифікацію заклепок по формі стержня і головок та класифікацію заклепкових швів по основних ознаках: по призначенню, по конструктивному виконанню (числу рядів заклепок, розташуванню рядів і деталей, що з'єднуються, тощо);
- основні переваги і недоліки заклепкових з'єднань та сучасну область застосування того чи іншого виду заклепкових з'єднань;
- матеріали заклепок і методи визначення допустимих напружень при розрахунках з'єднань на міцність;
- фізичну суть зварювання, основні способи зварювання та конкретні області застосування цих способів;
- спільні риси і особливості найбільш поширених способів зварювання – газового, електродугового, електроконтактного;
- класифікацію зварних швів по їх формі та по розташуванню деталей, що з'єднуються;
- основні принципи розрахунку зварних з'єднань на міцність;
- матеріали деталей, що з'єднуються та присадочні матеріали, способи захисту зони зварювання, визначення допустимих напружень при розрахунках швів на міцність;
- відмінності технологічних процесів пайки і зварювання;
- порівняльна характеристика процесів пайки і зварювання – область застосування нероз'ємних паяних з'єднань;
- клейові з'єднання, характерні конструктивні і технологічні особливості, переваги і недоліки, область застосування;

1.3 Питання для самопідготовки

- 1 Як утворюється заклепкове з'єднання?
- 2 Перелічіть переваги і недоліки заклепкових з'єднань.
- 3 Чому заклепкові з'єднання доцільно застосовувати для сприйняття навантажень, які діють у площині стику деталей, що з'єднуються ?
- 4 По яких напруженнях звичайно розраховується заклепка міцного шва?
- 5 Що таке коефіцієнт міцності ϕ заклепкового з'єднання? Шви яких конструкцій застосовують для збільшення цього коефіцієнта?
- 6 Як можна підвищити опір утомі заклепкових з'єднань?
- 7 Які матеріали використовують для виготовлення заклепок?
- 8 Які вимоги висуваються при виборі матеріалу заклепок?
- 9 Які переваги (у порівнянні з заклепковими) мають зварні з'єднання?
- 10 Якими способами утворюють зварний шов? Типи зварних з'єднань.

- 11 Як з умови рівномірності з основним металом визначити довжину флангового або комбінованого шва нахлесточного з'єднання?
- 12 Які фактори враховують при виборі допустимих напружень при розрахунках на міцність зварних з'єднань?
- 13 Чому міцність зварних з'єднань при дії перемінних навантажень нижча чим при статичному їх навантаженні? Які зварні з'єднання доцільно застосовувати при перемінних режимах навантаження?
- 13 Якими способами можна підвищити міцність зварних з'єднань при дії на них перемінних навантажень?
- 14 Які переваги і недоліки паяних з'єднань у порівнянні зі зварними? Область застосування цих з'єднань у техніці.
- 15 Чому паяні з'єднання виконують переважно нахлесточними?
- 16 Які переваги і недоліки мають клейові з'єднання у порівнянні зі зварними, або з паяними? Область їх застосування.
- 17 Які конструкції клейових з'єднань найбільш поширені?
- 18 Чому при склеюванні рекомендують застосовувати не одну, а дві накладки?
- 19 Як можна збільшити площу склеювання для стикового з'єднання, або ж для таврового з'єднання?
- 20 Чому з метою підвищення несучої спроможності доцільніше збільшувати не довжину, а ширину нахлесточного паяного або клейового з'єднання?

2 ВКАЗІВКИ ДО ПРОВЕДЕННЯ ЗАНЯТТЯ

2.1 Програма практичного заняття

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

роботу студентів.

2.2 Оснащення аудиторії

- наочні посібники — плакати з рисунками і розрахунковими схемами типових нероз'ємних з'єднань та з довідковими таблицями
- таблиця для вибору варіантів числових значень розрахунку;
- учбова та довідкова література.

2.3 Охорона праці

Дане практичне заняття під час його проведення не передбачає застосування учбових, допоміжних та інших засобів, які могли б потенційно становити реальну загрозу здоров'ю та життю учасників заняття, тому інструктаж на робочому місці перед початком заняття не проводиться.

Всі присутні на занятті повинні керуватися загальними правилами безпеки при проведенні аудиторних занять, прийнятими в університеті. У разі виникнення небезпечної ситуації (пожежа, землетрус, тощо) слід оперативно покинути аудиторію і сповістити відповідні служби.

3 ПРОВЕДЕННЯ ЗАНЯТТЯ

3.1 Оформлення вихідних даних на розрахунок:

- а) сформулювати загальну задачу розрахунку;
- б) навести вихідні дані розрахунку того чи іншого виду з'єднання.

Примітка: вихідні дані вибираються для кожної задачі окремо з таблиць варіантів вихідних даних.

3.2 Вирішення типових задач по розрахунку нероз'ємних з'єднань:

Задача 1. Перевірити на міцність заклепковий шов з двома заклепками в ряд, що з'єднують внахліст дві деталі з листового матеріалу однакової товщини. Зусилля, які навантажують шов, діють вздовж деталей фронтально відносно шва (рис.2.4 [2]). Задані: ширина і товщина деталей, діаметр стержня заклепки і відстань між заклепками, відстань від шва до краю деталі. Матеріали заклепок і деталей задані. Розглянути всі можливі випадки руйнування шва.

Рішення: задачу можна розглядати як перевірочну або як проектну, при вирішенні задачі розглянути випадки:

- а) під дією зусиль у поперечному перерізі стержні заклепки виникають напруження зрізу — скласти умову міцності на зріз і знайти або діючі напруження (перевірка), або діаметр заклепки (проектний розрахунок);

б) на поверхні контакту стержня заклепки з отвором в деталі діють напруження зминання – скласти умову міцності на зминання і знайти діючі напруження зминання в місці контакту або ж мінімальну товщину деталей, які з'єднуються (діаметр заклепки приймається згідно з результатами розрахунку а);

в) у поперечному перерізі деталей, що з'єднуються, ослабленому отворами під заклепки діють напруження розтягу – скласти умову міцності на розтяг і перевірити міцність пластин (в разі невиконання умови збільшити ширину або товщину деталей);

г) при недостатній відстані від лінії постановки заклепок до краю деталі під дією напружень зрізу метал деталі може „вирізатись“ – скласти умову міцності на зріз і перевірити відстань від заклепок до краю листа.

Примітка: при розрахунках не враховують силу тертя між деталями і вважають, що заклепки навантажені рівномірно.

Після вирішення задачі 1 провести порівняльний (на основі проведених розрахунків) аналіз найбільш поширених видів заклепкових швів (внахліст, встик з однією або ж з двома накладками, тощо), розглянути різні варіанти постановки заклепок в дворядних і багаторядних швах (рядне, шахове). Розглянути відмінності розрахунків щільних швів від розрахунків швів силових.

Задача 2. Дві деталі, виготовлені зі штаб або листового матеріалу однакового перерізу, з'єднані зварним стиковим швом, виконаним електродуговим зварюванням. Перевірити міцність з'єднання, навантаженого силами, що діють вздовж деталей і впоперек шва.

Рішення: при розрахунках стикових швів прийнято розглядати деталь як цілу, але дещо ослаблену зварним швом, що враховується заниженими значеннями допустимих напружень, які, в свою чергу вибираються залежності від виду зварювання і матеріалу електрода. Якщо зусилля проходять через центр маси поздовжнього перерізу шва, то шов розраховується на чистий розтяг, якщо ж навантаження створюють згинаючий момент, то складається умова міцності на згин – розрахункові формули 3.1 [2].

Задача 3. Розрахувати на міцність з'єднання внахліст, виконане за допомогою двох кутових флангових швів і навантажене силами, що діють вздовж швів на рівній відстані від них – рисунок 3.6 [2].

Рішення: на відміну від стикових флангові кутові шви розраховують на міцність по дотичних напруженнях, які діють уздовж шва. Умовно вважається, що кутовий шов руйнується по прямокутному перерізу, в якому одна сторона бісектриса прямого кута трикутника (0,7 катета шва), а інша сторона – довжина шва рисунок 3,6 і формула 3.3 [2]. Характеристики матеріалу шва вибирають так як і для задачі 2.

Задача 4. З'єднання внахліст, описане в задачі 3 доповнене лобовим швом (рисунок 3.13) [2]. Розрахувати таке *комбіноване з'єднання* на міцність.

Рішення: комбіноване з'єднання лобовими і фланговими швами розраховують на основі принципу розподілу навантаження пропорційно несучої спроможності окремих швів. При цьому прийнято лобові шви розраховувати так як і флангові в задачі 3, для з'єднання на рисунку 3.13 доцільно використати формулу 3.11 [2], де розрахункова довжина зварного шва являє собою суму довжин швів.

Задача 5. З'єднання листа і рівнобічного кутика, виконане двома кутовими фланговими швами, навантажене зусиллям, яке направлене вздовж і проходить через центр маси поперечного перерізу кутика (рисунок 3.8) [2].

Рішення: розрахунок такого з'єднання проводиться з урахуванням навантаження, яке приходить на кожен шов і яке розподіляється між ними обернено пропорційно відстані від центру маси перерізу кутика (лінії дії зусиль) до шва. Дотримуючись умови рівномірності, шви виконують різної довжини (згідно з формулами 3.5 і 3.6) [2].

Задача 6. З'єднання, описане в задачі 3 навантажене моментом див. рисунок 3.9 [2], скласти умову міцності з'єднання.

Рішення: Для порівняно коротких швів, які часто використовуються на практиці використовують наближений розрахунок по формулі 3.7 [2].

Задача 7. Розрахувати на міцність таврове зварне з'єднання навантажене відриваючим зусиллям і моментом (рисунок 3.16) [2].

Рішення: подібне таврове з'єднання можна виконати двома видами швів: стиковим з розділкою кромek або кутовим без розділки кромek. Для першого виду зварного шва умова його міцності представлена нерівністю 3.15 [2] (на міцність шва впливають нормальні напруження), а для кутових швів умова міцності враховує дотичні напруження – формула 3.16 [2]. Після визначення числових даних по обох варіантах бажано провести аналіз результатів розрахунку і розглянути переваги і недоліки варіантів.

Задача 8. Таврове з'єднання труби навантажене згинаючим та обертаючим моментами (рисунок 1.17) [2]. Провести перевірочний розрахунок.

Рішення: при вирішенні задачі приймають, що катет шва значно менший за діаметр труби і напруження, які виникають у шві розподілені рівномірно по кільцевій поверхні руйнування шва. Використовуючи принцип незалежності дії силових факторів, потрібно послідовно знайти значення напружень, що виникають у шві від дії обертаючого і згинаючого моментів (формули 3.17 і 3.18) [2], а потім, враховуючи, що ці напруження діють у взаємно перпендикулярних

площинах, по формулі 3.19 знайти сумарні напруження і порівняти їх з допустимими.

Задача 9. З'єднання двох тонкостінних деталей внахліст (рисунок 3.18), виконане за допомогою точечного контактного зварювання. Перевірити міцність з'єднання.

Рішення: з'єднання точечним зварюванням працюють переважно на зріз. При розрахунку передбачають, що навантаження розподіляються між точками рівномірно (формула 3.20) [2]. Неточності розрахунку компенсують за допомогою зменшення допустимих напружень.

Задача 10. Дві деталі, виготовлені зі штаб або листового матеріалу однакового перерізу, з'єднані паяним стиковим швом, виконаним твердим мідно-цинковим припоєм. Вихідні дані взяти такими ж як для задачі 2 і порівняти міцність зварного і паяного швів.

Рішення: Напруження розтягу при перевірці шва на міцність визначити по формулі 4.1 [2], допустимі напруження припою за таблицею 4.1 [2].

Задача 11. Розглянути і порівняти міцність двох з'єднань внахліст паяного і клеєного, виконаних для двох деталей однакової ширини, навантажених силами, що діють вздовж цих деталей. Пайка з'єднання проведена м'яким олов'яно-свинцевим припоєм, склеювання – клеєм БФ-4.

Рішення: як для паяного, так і для клейового нахлісточних з'єднань міцність обумовлюється дотичними напруженнями в шві, які можна вичислити за формулою 4.2 [2]. Порівняння міцності швів доцільно проводити за величиною „нахлістки“ – тобто розміру ℓ в формулі, розміру, який забезпечує відповідну площу взаємного контакту деталей, площу паяного і клеєного шва.

3.3 Підсумки проведеного заняття

Після вирішення типових задач по розрахунках нероз'ємних з'єднань необхідно провести аналіз їх результатів і зробити висновки по застосуванню того чи іншого методу розрахунку різних видів з'єднань на міцність, знайти спільні риси і розбіжності цих методів розрахунку.

3.4 Самостійна робота студентів

Під час самостійної підготовки студенти повинні закріпити знання, одержані на практичному занятті, завершити і належним чином оформити виконані на ньому задачі.

4 ЗВІТНІСТЬ

На основі матеріалу, вивченого на практичному занятті студент представляє виконаний і належним чином оформлений розрахунок розглянутих на даному практичному занятті типових видів нероз'ємних з'єднань.

Тема: Розрахунок валів

Мета заняття: Оволодіння практичною методикою послідовного виконання етапів наближеного та уточненого розрахунків валів для найбільш поширених компоновальних схем редукторів різних типів, що мають різноманітні кінематичні та конструктивні особливості.

1 ВКАЗІВКИ З ПІДГОТОВКИ ДО ЗАНЯТТЯ

1.1 Рекомендована література

- 1 Деталі машин і основи конструювання. Конспект лекцій. ТДАТА, 2002.
- 2 Иванов М.Н. Детали машин. – М.: „Высшая школа“, 1991. – 383 с.
- 3 Киркач Н.Ф, Баласанян Р.А. Расчет и проектирование деталей машин часть 2 - Х.: „Высшая школа“, 1988. – 142 с.
- 4 Проектирование механических передач. / Чернавский С.А., Снесарев Г.А., Козинцев Б.С. и др. – М.: Машиностроение, 1984. – 560 с.
- 5 Розрахунок валів. Методичний посібник. - Мелітополь, ТДАТУ, 2008.

1.2 Завдання для самостійної підготовки

Під час підготовки до даного практичного заняття проробити матеріали лекції [1], уявити основні положення навчальної літератури, що рекомендована [2-4].

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

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

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

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

З'ясувати яким чином визначаються сумарні згинальні моменти і еквівалентний момент у найбільш навантаженому перерізі, який характеризує

сумісну дію деформацій кручення і згину. Ознайомитись з методикою наближеного розрахунку вала, порядком прийняття розмірів шийок, діаметри яких розрахунком не визначаються.

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

Ознайомитись з методикою уточненого розрахунку вала на втомну міцність по коефіцієнту запасу витривалості.

1.3 Питання для самопідготовки

- 1 З якою метою перед наближеним розрахунком валів рекомендують будувати просторову схему приводу?
- 2 Для яких випадків навантаження вала при розрахунку на кручення і згин потрібне застосування двох розрахункових схем вала – в горизонтальній та вертикальній площинах?
- 3 Яким чином при наближеному розрахунку вала враховують зусилля, напрямок якого у просторі неможливо точно встановити, наприклад зусилля, що виникає в муфті?
- 4 Які деформації у перерізі вала викликають осьові складові зусилля в зубчастих або черв'ячних зачепленнях?
- 5 За якими критеріями приймаються опори (шарнірно-нерухомі або шарнірно-рухомі) на розрахунковій схемі вала ?
- 6 Які основні чинники впливають на визначення необхідності виконання вала як вал-шестерня?
- 7 Поясніть сутність еквівалентного моменту, для чого його визначають при наближеному розрахунку вала?
- 8 Чому вал розраховують на втомну міцність навіть при постійному його навантаженні?
- 9 Яким чином при уточненому розрахунку вала враховують вплив концентраторів напружень в перерізах на витривалість вала?
- 10 Що враховує масштабний фактор при уточненому розрахунку вала?
- 11 В чому суть коефіцієнту запасу витривалості? Наведіть діапазон його рекомендованих значень.
- 12 Перелічіть конструктивні і технологічні засоби підвищення опору валів втомі?

2 ВКАЗІВКИ ДО ПРОВЕДЕННЯ ЗАНЯТТЯ

2.1 Програма практичного заняття

- коротке опитування студентів по результатах самостійної роботи постановка задачі і формулювання мети даного заняття;
- видача методичної літератури, ознайомлення з її особливостями, порядком користування довідковими даними;
- узгодження форм і строків консультацій, порядку звітності студентів по результатах самостійної роботи;
- узгодження основних етапів методики розрахунку, попередження про типові помилки, які часто допускають студенти;
- виконання студентами прикладу наближеного і уточненого розрахунків згідно з темою даного практичного заняття;
- аналіз проміжних етапів наближеного розрахунку вала, які потребують прийняття конкретних конструктивних рішень;
- контроль викладача за ходом проведення заняття з аналізом виникаючих у його процесі помилок, допущених студентами;
- аналіз кінцевих результатів проведених розрахунків формулювання висновків і рекомендацій;
- підведення підсумків практичного заняття, видача завдання на самостійну роботу студентів.

2.2 Оснащення аудиторії

- наочні посібники – плакати з довідковими таблицями по визначенню типових концентраторів напружень в перерізах вала;
- учбова та довідкова література, методичні посібники.

2.3 Охорона праці

Дане практичне заняття під час його проведення не передбачає застосування учбових, допоміжних та інших засобів, які могли б потенціально становити реальну загрозу здоров'ю та життю учасників заняття, тому інструктаж на робочому місці перед початком заняття не проводиться.

Всі присутні на занятті повинні керуватися загальними правилами безпеки при проведенні аудиторних занять, прийнятими в університеті. У разі виникнення небезпечної ситуації (пожежа, землетрус, тощо) слід оперативно покинути аудиторію і сповістити відповідні служби.

3 ПРОВЕДЕННЯ ЗАНЯТТЯ

3.1 Оформлення вихідних даних на розрахунок:

У якості вихідних даних розрахунку використовуються значення обертаючих моментів та зусиль в зачепленні наведені у індивідуальному завданні

для самостійної роботи студентів по темі „Ескізне компоновання. Орієнтовний розрахунок валів“. Крім того враховуються результати ескізного компоновання виконані за тим же індивідуальним завданням.

3.2 Побудова просторової схеми привода

Просторова схема приводу виконується для наглядного уявлення взаємного розташування елементів передач в просторі, визначення напрямків обертання валів привода. Просторова схема дає змогу встановити напрямки дії зусиль, які виникають в зачепленнях привода, і „прив'язати“ кожному цю силу до відповідного елемента зачеплення або до інших деталей, що базуються на даному валу, зокрема напівмуфт, шківів, зірочок. Перед побудовою просторової схеми привода доцільно скористатись ілюстраціями подібних схем [5].

Примітка: Якщо величина і напрямок зусилля на напівмуфті невідомі то слід скористатись рекомендаціями [5] і направити зусилля так, щоб воно збільшувало напруження і деформації від найбільшої, діючої на вал колової сили, прикладеної до елемента передачі (колеса, черв'яка, тощо). Величину цього зусилля звичайно визначають по емпіричних формулах у межах 20...60% від значення колової сили.

3.3 Побудова розрахункових схем валів

Згідно з методикою, наближений розрахунок вала враховує сумісну дію деформацій кручення і згину. Реальний вал при цьому замінюється теоретичною балкою на двох ідеальних опорах (шарнірно-нерухомій та шарнірно-рухомій), сили, що діють на реальні елементи передач умовно прикладаються посередині їх маточин. У зв'язку з тим, що зусилля в більшості зачеплень вже розкладені на складові, які діють у напрямках обумовлених прямокутними координатами, а для деяких передач, зокрема передач гнучким зв'язком сили орієнтовані у просторі під тим чи іншим кутом, прийнято складати дві розрахункові схеми вала – в горизонтальній та в вертикальній площинах. Осьові зусилля, які діють в точках контакту зубів зубчастих або черв'ячних коліс чи витків черв'яків зображуються на відстані від балки рівній радіусу елемента передачі, на який вони діють. Для зручності можна спочатку виділити з просторової схеми привода просторову схему, вала, що розраховується, а потім складати розрахункові схеми.

3.4 Визначення опорних реакцій

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

3.5 Визначення згинаючих моментів і побудова їх епюр

Визначення значень згинаючих моментів в характерних точках вала проводиться як для горизонтальної, так і для вертикальної площини. За правилами опору матеріалів згинаючий момент прийнято вважати позитивним (знак „+“), якщо зовнішнє навантаження згинає балку (вал) опуклістю донизу. Якщо балка ж згинається опуклістю вгору, тоді згинаючий момент вважається негативним (знак „–“). Крім епюр згинаючих моментів у кожній площині прийнято будувати епюру сумарних згинальних моментів. Потрібно пам'ятати, що на окремих ділянках вала епюра сумарних згинаючих моментів буде мати нелінійний характер, але для зручності зображення епюр на цих ділянках апроксимуються прямолінійними відрізками. Крім того, для круглого перерізу вала не має суттєвого значення просторове розташування сумарної епюри згинаючих моментів, і тому вона зображується плоскою.

3.6 Епюра обертаючого моменту

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

3.7 Еквівалентний момент

Для визначення еквівалентного (в деяких літературних джерелах – приведенного) моменту звичайно використовують 3-тю або ж 4-ту гіпотези міцності, частіше 3-тю. Епюру еквівалентного моменту звичайно не зображують, але в деяких випадках для більшої наочності її можна навести.

3.8 Визначення діаметра вала

При наближеному розрахунку діаметр вала визначається виходячи з величини еквівалентного моменту і допустимих напружень згину. З метою забезпечення жорсткості допустимі напруження мають дещо занижені значення. При розрахунку нескладних валів, наприклад валів редукторів, діаметр визначають в одному перерізі – найбільш навантаженому, який ще часто називають небезпечним перерізом.

3.9 Конструктивне оформлення вала

Після наближеного розрахунку потрібно визначитись з формою і розмірами всіх конструктивних елементів вала. При цьому доцільно керуватись рекомендаціями [3, 4]. Як правило, визначальними розмірами при конструюванні вала є діаметри шийок під підшипники; вони повинні узгоджуватись, як з діаметром вала, одержаним в результаті наближеного

розрахунку, так і з діаметром отвору підшипників – опор вала. Всі інші діаметральні розміри вала, а також довжина його шийок призначаються конструктивно, з урахуванням всіх правил компонування ступінчастих валів [3, 4]. В результаті компонування потрібно мати попереднє креслення вала з докладною інформацією про величину і форму перепадів діаметрів між сусідніми його ступенями (галтелей, канавок, тощо), розміри елементів кріпильних з'єднань (шпонкових, штифтових та ін.), шорсткість поверхонь шийок, посадки в сполученнях вала з маточинами елементів передач, підшипниками.

3.10 Уточнений розрахунок вала

Перевірку вала на витривалість (уточнений розрахунок) з визначенням коефіцієнта запасу витривалості потрібно проводити для всіх небезпечних перерізів вала. Ознакою такого перерізу є наявність силового фактору – згинаючого, обертаючого моментів (або ж їх сумісної дії), а також наявність концентратору напружень. Вичерпна методика розрахунку подана у [3-5].

3.11 Висновки по розрахунку

Після визначення коефіцієнту запасу витривалості у всіх небезпечних перерізах вала потрібно провести аналіз результатів і сформулювати заходи конструктивного характеру по підтриманню витривалості вала у заданих межах.

3.8 Самостійна робота студентів

Під час самостійної підготовки студенти повинні закріпити знання, одержані на практичному занятті, провести і оформити розрахунок валів згідно з п.6-7 індивідуального завдання одержаного на попередньому практичному занятті.

4 ЗВІТНІСТЬ

На основі матеріалу, вивченого на практичному занятті студент представляє виконаний і належним чином оформлений розрахунок валів у відповідності до схеми і розмірів, що пропонується індивідуальним завданням.

Практичне заняття 5

Тема: Підбір вальниць кочення

Мета заняття: Одержання практичних навичок і закріплення теоретичних знань в виборі типу вальниць кочення для вала редуктора, який працює в конкретних умовах навантажень. Визначення еквівалентного

навантаження на вальницю та оволодіння методикою розрахунку ресурсу та довговічності вальниці з використанням її динамічної вантажності.

1 ВКАЗІВКИ З ПІДГОТОВКИ ДО ЗАНЯТТЯ

1.1 Рекомендована література

- 1 Деталі машин і основи конструювання. Конспект лекцій. ТДАТА, 2002.
- 2 Иванов М.Н. Детали машин. – М.: „Высшая школа“, 1991. – 383 с.
- 3 Решетов Д.Н. Детали машин. – М.: „Машиностроение“, 1989. – 496 с.
- 4 Проектирование механических передач. / Чернавский С.А., Снесарев Г.А., Козинцев Б.С. и др. – М.: Машиностроение, 1984. – 560 с.

1.2 Завдання для самостійної підготовки

Під час підготовки до даного практичного заняття проробити матеріали лекції [1], засвоїти основні положення навчальної та навчально-методичної літератури, що рекомендована [2-5]. В процесі ознайомлення з матеріалами лекцій та літератури проаналізувати переваги і недоліки вальниць кочення (у порівнянні з вальницями ковзання), уяснити область їх застосування.

Повторити класифікацію вальниць за основними ознаками: по напрямку сприйняття навантажень, за формою тіл кочення, за кількістю рядів тіл кочення, за здатністю компенсувати перекоси вала, за вантажопідймальністю.

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

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

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

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

Розглянути формулювання та уяснити суть таких показників вальниць кочення як статична і динамічна вантажність, їх застосування для того чи іншого випадку умов роботи вальниць.

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

1.3 Питання для самопідготовки

- 1 За рахунок яких переваг (над вальницями ковзання) вальниці кочення одержали широке застосування в техніці?
- 2 Наведіть класифікацію вальниць по виду навантажень на них. Різниця між радіально-упорними і упорно-радіальними підшипниками.
- 3 Наведіть класифікацію вальниць по формі тіл кочення. Для яких умов навантажень призначені вальниці з витим роликом?
- 4 З яких основних елементів складається вальниця кочення? Поясніть призначення кожного з цих елементів.
- 5 Наведіть основні принципи побудови системи умовних позначень вальниць кочення. Що характеризує кожна з семи цифр групи основного позначення?
- 6 Наведіть класифікацію вальниць по типах. Яка з вальниць радіальна Кулькова однорядна або ж роликова з коротким циліндричним роликом не може сприймати осьове навантаження?
- 7 Які класи точності вальниць ви знаєте, на якому місці записують цифри – позначення класу точності в умовному позначенні?
- 8 З яких матеріалів виготовляють елементи вальниць кочення? Для яких умов роботи призначені вальниць з бронзовими сепараторами?
- 9 Назвіть види руйнувань елементів вальниць кочення. За якими ознаками вибраковують вальниці?
- 10 Сформулюйте визначення статичної та динамічної вантажності.
- 11 Які умови роботи враховує приведенне навантаження вальниць?
- 12 Поясніть фізичну суть розрахунку довговічності вальниць по його динамічній вантажності. В чому різниця між ресурсом і довговічністю вальниць?

2 ВКАЗІВКИ ДО ПРОВЕДЕННЯ ЗАНЯТТЯ

2.1 Програма практичного заняття

- видача індивідуального завдання, ознайомлення з основними вимогами до об'єму, змісту, оформленню завдання, графіком його виконання;
- узгодження форм і строків консультацій, порядку звітності студентів по результатах самостійної роботи;
- видача методичної літератури, ознайомлення з її особливостями та порядком користування довідковими даними;
- узгодження основних етапів методики розрахунку, попередження про типові помилки, які часто допускають студенти;
- виконання студентами прикладу підбору вальниць кочення згідно з темою даного практичного заняття;
- аналіз проміжних етапів розрахунків по вибору вальниць, які потребують

- прийняття конкретних рішень;
- контроль викладача за ходом проведення заняття з аналізом виникаючих у його процесі помилок, допущених студентами;
 - аналіз кінцевих результатів проведеного розрахунку, формулювання висновків і рекомендацій;
 - підведення підсумків практичного заняття, закріплення знань видача завдання на самостійну роботу студентів.

2.2 Оснащення аудиторії

- наочні посібники – плакати з різними видами компонувань валів на опорах з вальницями кочення;
- каталог вальниць кочення;
- учбова література, методичні посібники.

2.3 Охорона праці

Дане практичне заняття під час його проведення не передбачає застосування учбових, допоміжних та інших засобів, які могли б потенційно становити реальну загрозу здоров'ю та життю учасників заняття, тому інструктаж на робочому місці перед початком заняття не проводиться.

Всі присутні на занятті повинні керуватися загальними правилами безпеки при проведенні аудиторних занять, прийнятими в університеті.

У разі виникнення небезпечної ситуації (пожежа, землетрус, тощо) слід оперативно покинути аудиторію і сповістити відповідні служби.

3 ПРОВЕДЕННЯ ЗАНЯТТЯ

3.1 Оформлення вихідних даних на розрахунок:

- а) сформулювати задачу розрахунку з зазначенням основних його етапів;
- б) навести вихідні дані розрахунку:
 - радіальні зусилля, які діють на кожну вальницю;
 - осьові зусилля що діють на вал;
 - частота обертання вала;
 - умови роботи (короткочасні перевантаження, температури, тощо);
 - бажана довговічність підшипників.
- в) навести розрахункову схему навантажень на вальниці валу.

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

При виборі вальниць для вала, який працює у реверсивному режимі і для якого осьове зусилля на валу змінює свій напрямок, рекомендується на розрахунковій схемі направити осьове зусилля на більш навантажену радіальними силами вальницю.

3.2 Вибір типу вальниць

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

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

Якщо немає особливих вимог, то тип вальниці вибирається по співвідношенню осьового і радіального навантажень, що діють на опору по рекомендаціях приведеним у таблиці 2.3 [5].

3.3 Визначення еквівалентного навантаження

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

Для радіальних кулькових вальниць і радіально-упорних кулькових і роликів вальниць еквівалентне навантаження визначають по формулі 2.1 [5].

Для радіальних вальниць із короткими циліндричними роликами упорно-радіальних, упорних підшипників еквівалентне навантаження обчислюють по формулах 2.3 – 2.5 [5].

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

3.4 Особливості при виборі радіально-упорних підшипників

При розрахунку зусиль радіально-упорних вальниць необхідно враховувати, що в них при радіальному навантаженні та відсутності осьового зазору і натягу завжди виникає осьова сила S . Розрахункові осьові

навантаження, що діють на радіально-упорні вальниці, визначають у залежності від схеми впливу зовнішніх сил з урахуванням обраного відносного розташування вальниць. Значення осьових сил, що виникають у вальницях вираховують за формулами 2.6 і 2.7, значення результуючої осьової сили, що діє на вал та її напрямок за даними таблиці 2.10 [5].

3.5 Вибір підшипників, що працюють при перемінних режимах

Для вузлів вальниць, де розмір визначених навантажень і частота обертання змінюються в часі (наприклад, в опорах коробок передач, канатних барабанів і т.п.) підшипники вибирають по еквівалентному навантаженню і умовній частоті обертання. Еквівалентне навантаження при кожному режимі визначають по формулах 2.1, 2.3, 2.4, 2.5. [5].

Якщо навантаження змінюється по лінійному закону, то еквівалентне навантаження може бути визначене по формулі 2.14, при більш складному законі зміни частоти обертання та навантажень для визначення еквівалентного навантаження застосовують формулу 2.15 [5]. Формула (2.15) справедлива для всіх типорозмірів крім вальниць із витими роликами.

3.6 Остаточний вибір типорозміру підшипника

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

1) по каталогу вибирається вальниця визначеного типу, як правило легкої серії і виходячи з його динамічної вантажності та приведеного навантаження на нього по формулі 16.31 [2] визначається ресурс цієї вальниці у мільйонах обертів, або ж, що зручніше, знаючи частоту обертання - розрахункову довговічність в годинах по формулі 16.32 [2]. Якщо отримане значення довговічності менше за бажане, то вибирається вальниць з більшою вантажністю і розрахунок повторюється.

2) знаючи приведені навантаження, частоту обертання і бажану довговічність, або ж ресурс вальниці, по довідкових таблицях (табл. 2.13-2.15) [5] визначають співвідношення між приведеним навантаженням і динамічною вантажністю, а потім і саму динамічну вантажність, по якій і вибирається типорозмір вальниці з каталогу. Після такого вибору можна уточнити довговічність.

Примітка: інколи доцільно проводити паралельний (варіантний) розрахунок довговічності для різних серій вантажності вальниці, а потім вибирати кращий варіант. Слід відмітити, що часто буває нераціональним приймати вальниці важких серій для забезпечення ними всього терміну роботи

виробу, зручніше прийняти вальниці більш легкої серії з заміною їх на нові у визначений розрахунком строк.

3.7 Висновки по розрахунку

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

3.8 Самостійна робота студентів

Під час самостійної підготовки студенти повинні закріпити знання, одержані на практичному занятті, провести і оформити вибір вальниць вала за індивідуальним завданням одержаним на даному практичному занятті.

4 ЗВІТНІСТЬ

На основі матеріалу, вивченого на практичному занятті студент представляє виконаний і належним чином оформлений вибір вальниць у відповідності до схеми і розмірів, що пропонується індивідуальним завданням.

Практичне заняття 6

Тема: Вибір муфти. Розробка креслень деталей

Мета заняття: Ознайомлення з методикою вибору муфти та перевірки її елементів на міцність. Вивчення порядку конструювання та розробки креслень характерних деталей редуктора і привода.

1 ВКАЗІВКИ З ПІДГОТОВКИ ДО ЗАНЯТТЯ

1.1 Рекомендована література

- 1 Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин . - М.: „Высшая школа“, 1985. – 416 с.
- 2 Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя, В 3-х т. Т.1, – М.: Машиностроение, 1982, - 736 с
- 3 Киркач Н.Ф., Баласанян Р.А. Расчет и проектирование деталей машин. Ч.2 – Харьков: Вища школа 1988 - 142 с.
- 5 ГОСТ 2.109-73 Основные требования к чертежам

1.2 Завдання для самостійної підготовки

Під час підготовки до заняття повторити класифікацію та область застосування різних типів муфт.

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

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

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

1.3 Питання для самопідготовки

- 1 Типи муфт, які звичайно застосовують для з'єднання вала електродвигуна з валом редуктора, вала редуктора і вала транспортера. Порядок вибору та перевірочних розрахунків;
- 2 Місце та призначення робочих креслень деталей у системі конструкторської документації технічного проекту;
- 3 Мінімальне число основних видів на кресленнях деталей різної, конфігурації (корпусів, валів, коліс) додаткові види, розрізи та перетини потрібні для повного сприйняття конструкції деталі;
- 4 Необхідна кількість обов'язкових розмірів потрібних для уявлення про конструкцію та для виготовлення деталі;
- 5 Зв'язок проектування з технологією виготовлення;
- 6 Граничні відхилення розмірів, допуски форми і розташування поверхонь;
- 7 Шорсткість поверхонь, її позначення на кресленні;
- 8 Види та зміст текстової частини креслення (пояснюючі написи та технічні вимоги).

2 ВКАЗІВКИ ДО ПРОВЕДЕННЯ ЗАНЯТТЯ

2.1 Програма практичного заняття

- розглянути порядок вибору та перевірконого розрахунку муфти (на прикладі муфти пружної втулково-пальцевої), уяснити порядок оформлення відповідного розділу пояснювальної записки;
- провести аналіз рекомендацій літературних джерел по загальним принципам та етапам конструювання деталей і оформлення креслень;
- вислухати рекомендації викладача щодо особливостей побудови та оформлення креслень найбільш характерних деталей редуктора, привода;
- розглянути вимоги та порядок формування текстової частини креслення (пояснювальних написів і технічних вимог);

- уяснити принципи формування таблиці параметрів зубчастих коліс, зірочок ланцюгових передач;
- розглянути типові помилки, що найбільш часто зустрічаються при курсовому проектуванні;
- зробити самостійний аналіз недоліків наочного посібника, що представляє креслення редуктора.

2.2 Оснащення аудиторії

- наочні посібники (зразки реальних креслень);
- посібники та методичні вказівки [1...5].

2.3 Охорона праці

У зв'язку з тим, що при проведенні даного заняття не застосовуються учбові засоби, які могли би становити загрозу здоров'ю та життю учасників заняття, то інструктаж на робочому місці не проводиться. Всі учасники заняття повинні керуватися загальними правилами безпеки, прийнятими у академії. У разі виникнення небезпечної ситуації (пожежа, землетрус, тощо) слід оперативно покинути аудиторію і сповістити відповідні служби порятунку.

3 ПРОВЕДЕННЯ ЗАНЯТТЯ

3.1 Вибір та перевірочний розрахунок муфти

З метою надійної передачі обертаючого моменту між валами привода, часткового зменшення поштовхів та вібрацій при його коливаннях, а також компенсації неточностей монтажу валів, для приводів, що розглядаються при курсовому проектуванні, звичайно застосовують компенсуючі муфти з пружними елементами. Цим вимогам цілком відповідає муфта пружна втулково-пальцева, яка і рекомендується для прийняття у курсовому проекті.

Згідно з [3 с. 84-85] ознайомитись з устроєм муфти, по значенню розрахункового моменту, який повинна передавати муфта [3 с. 81] і діаметру вала вибрати типорозмір муфти [3 с. 138, 139], виписати всі її розміри і перевірити на міцність її елементи.

Зусилля, що діє на палець муфти визначається з вираження

$$F_i = \frac{kT}{D_0 Z},$$

де k - коефіцієнт режиму роботи [3 с. 81]

Z - число пальців прийнятої муфти;

D_0 - діаметр кола розташування пальців,

Пальці муфти перевіряються на згин по формулі

$$\sigma_3 = \frac{F_t l}{0,1d_{II}^3} \leq [\sigma_3],$$

де $[\sigma_3]$ - допустимі напруження згину, $[\sigma_3]=180...200$ МПа;

Втулки муфти перевіряються на зминання

$$\sigma_{3M} = \frac{F_t}{d_{II} l} \leq [\sigma_{3M}],$$

де $[\sigma_{3M}]$ - допустимі напруження зминання, для гуми $[\sigma_{3M}] = 2$ МПа;

У разі виконання умов міцності муфта приймається, якщо ж міцність її елементів недостатня приймається більший типорозмір. Допускається застосування муфт зі зменшеними (у порівнянні з табличними) отворами під хвостовик вала. Також, у разі потреби, можна застосовувати напівмуфти з різними діаметрами отворів під вихідний кінець вала (звичайно в межах одного типорозміру, або ж більшого на одну ступінь).

3.2 Загальні вимоги до робочих креслень деталей

1 Загальні положення [1 с. 318, 5 с. 30];

1.1 Основний напис [1 с. 318];

2 Зв'язок проектування з технологією виготовлення [5 с. 33];

3 Оформлення робочих креслень деталей [5 с. 35];

4 Завдання і постановка розмірів [1 с. 319, 5 с. 37];

4.1 Кількість розмірів – мінімальна. але достатня для виготовлення;

4.2 Групування розмірів, що відносяться до одного конструктивного елемента;

4.3 Фаски і канавки не повинні входити в ланцюжок розмірів;

4.4 Групи розмірів:

а) функціональні (визначають якісні показники деталі);

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

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

5 Граничні відхилення розмірів [1 с. 320, 5 с. 38];

5.1 Граничні відхилення – для всіх розмірів;

5.2 Граничні відхилення розмірів низької точності і вільних розмірів, що багато разів повторюються, – в технічних вимогах;

5.3 Способи постановки граничних відхилень.

6 Допуски форми і розташування поверхонь [1 с. 321, 5 с. 39];

6.1 Відхилення від круглості, циліндричності шийок під підшипники, радіальне биття і відхилення від співвісності під зубчасті колеса;

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

- 6.3 Визначення баз і позначення базових осей поверхонь;
- 7 Шорсткість поверхонь і її позначення [1 с. 322, 5 с. 41];
- 7.1 Умовні позначення шорсткості на елементах креслення;
- 7.2 Норми шорсткості різних поверхонь [1, с.323, табл. 22.2, 22.3];
- 8 Позначення термічної обробки [1 с. 324, 5 с. 43];
- 8.1 Призначення для зубчасті коліс термообробки одного виду;
- 8.2 Вали - можлива поверхнева термообробка окремих шийок;
- 9 Загальне оформлення креслення [5 с. 43];
- 9.1 Розташування на креслення деталі розмірів, позначень баз, допусків форми, шорсткості і технічних вимог [1, с.327].
Порядок запису технічних вимог;
- 9.2 Відповідність форми, розмірів і граничних відхилень розмірів деталей на робочих кресленнях і на кресленні редуктора;
- 9.3 Матеріал деталей [2 с.101...116, 167...169] Позначення матеріалу – залежно від способу отримання заготовок.

3.3 Рекомендації по виконанню креслень типових деталей привода

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

Робочі креслення типових деталей розглянемо згідно з [1, с.327].

- 1 Вали, вали-шестерні [1, с.328];
- 1.1 Розміри і граничні відхилення [1, рис.22.14...22.16];.
- 1.2 Робочою віссю вала є загальна вісь посадкових поверхонь під підшипники кочення. Допуски розташування залежать від типу підшипників та норми допусків [1 с.329, табл. 22.5];
- 1.3 Приклади робочих креслень валів [1 с. 31, с. 332]
- 1.4 Позначення вала погоджувати з кресленням редуктора;
- 2 Зубчасті колеса [1 с. 333];
- 2.1.Розміри і граничні відхилення [1, с.333]
 - а) вплив способу виготовлення заготовки колеса на простановку розмірів [1 с.334, рис. 22.20];
 - б) граничні відхилення на ширину і глибину шпонкового паза [1 с. 336];
- 2.2 Допуски форми і розташування поверхонь рекомендувати згідно з [1, с. 336, с. 335, рис. 22.24], норми допусків [1 с.336, табл. 22.10];
- 2.3 Таблиця параметрів [1 с.337], для курсового проекту можна заповнювати тільки першу її частину, або першу і третю;
- 2.4 Позначення колеса – погоджувати з кресленням редуктора;
- 2.5 Приклад виконання робочого креслення колеса [1 с.341]

- 3 Шків пасових передач [1 с.350];
- 3.1 Кількість розмірів і допусків;
- 3.2 Позначення шківів – погоджувати із загальним видом приводу;
- 3.3 Приклад робочого креслення шківів [1 с.353];
- 4 Зірочки ланцюгових передач [1, с.352];
- 4.1 Кількість розмірів і допусків [1 с.273, рис. 19.1];
- 4.2 Таблиця параметрів, заповнюється дві частини;
- 4.3 Позначення зірочки – погоджувати із загальним видом приводу;
- 4.4 Приклад робочих креслень зірочки [1 с.354, 355];
- 5 Корпусні деталі [1 с.356];
- 5.1 Розміри і граничні відхилення [1 с.356, рис. 22.41];
- 5.2. Допуски форми і розташування на базові поверхні [1, с.359, рис. 22.41];
- 5.3 Позначення корпусу – відповідно до креслення редуктора;
- 5.4 Приклад робочого креслення корпусу [1, с.360].

3.4 Самостійна робота студентів

У якості завдання на самостійну роботу студентів пропонується практичне виконання робочих креслень трьох типових деталей, розроблених у відповідності до креслення загального виду редуктора.

4 ЗВІТНІСТЬ

На основі матеріалу, вивченого на практичному занятті студент представляє робочі креслення типових деталей редуктора.

ТЕМИ ЛАБОРАТОРНИХ РОБІТ

Під час вивчення курсу деталей машин студенти освітньо-професійної програми «Галузеве машинобудування» мають виконати цикл лабораторних робіт.

Лабораторна робота – це вид навчального заняття, на якому студенти під керівництвом викладача проводять натурні або демонстраційні експерименти з метою практичного підтвердження окремих теоретичних положень навчальної дисципліни, набувають навичок роботи з лабораторним устаткуванням, обладнанням та методикою експериментальних досліджень.

Мета лабораторної роботи – поглиблене вивчення природничо-наукових основ навчальної дисципліни й оволодіння вміннями і навичками проведення експерименту з використанням дослідних установок.

Основними завданнями лабораторних робіт є експериментальне підтвердження теоретичних висновків, отриманих при вивченні лекційного матеріалу; розвиток навичок, звичок і здібностей до самостійного виконання необхідних дій з приладами і установками; придбання навичок практичної оцінки результатів дослідів; використання методик обробки дослідних даних; узагальнення отриманих результатів.

Перед тим як приступити до виконання заданої лабораторної роботи, студент повинен засвоїти стислі теоретичні положення по темі, вивчити об'єкт дослідження, прилади та інструменти, методику проведення експерименту і обробки результатів і потім представити звіт.

Курс лабораторних робіт з дисципліни «Деталі машин» передбачений в обсязі 24 години в 4-му і 5-му семестрах, складений у відповідності до навчального плану і освітньо-професійної програми «Галузеве машинобудування», є невід'ємною важливою частиною аудиторного комплексу занять і охоплюють основні розділи навчальної дисципліни відповідно до наявного на кафедрі типового навчально-лабораторного обладнання.

Обсяг і методика лабораторних робіт розраховані так, щоб кожна з них виконувалася протягом двох академічних годин. При цьому передбачається попередня підготовка студентів до виконання завдання.

Вся необхідна інформація для підготовки, виконання і звітності з лабораторних робіт наведені в методичних вказівках до них: Деталі машин. Методичні вказівки до виконання лабораторних робіт для студентів ЗДІА спеціальності «Машинобудування» всіх форм навчання /Укл. С.В. Погорелов, С.М. Востоцький - Запоріжжя: Видавництво ЗДІА, 2011. - 40с.: електронна версія.

4-й семестр

Лабораторна робота №1

Тема роботи: Дослідження різьбового з'єднання

Мета роботи: Експериментальне і теоретичне визначення залежностей між прикладеним обертаючим моментом і осьовою силою в болтовому з'єднанні.

Питання для самопідготовки:

- 1 Основні деталі різьбових з'єднань.
- 2 Основні профілі і типи різьб, що застосовуються в техніці України, СНД.
- 3 Що називають кроком і ходом різі?
- 4 За якими ознаками класифікуються різьбові з'єднання? Які переваги і недоліки вони мають?
- 5 Як позначають стандартні метричні різьби?
- 6 Міцністю якої деталі обмежується величина граничного навантаження болтового з'єднання лабораторної установки?
- 7 Як можна контролювати осьову силу затяжки болта F_z ?
- 8 Як зміниться робота болта в з'єднанні, якщо його поставити в отвір повзуна і пластин без зазору?
- 9 Чому зсуваюча сила F_{lim} не може бути більшою від осьової сили затяжки болта F_z ?
- 10 Які напруження виникають у стержні болта при затяжці гайки?
- 11 Які фактори впливають на величину зсуваючої сили F_{lim} ?
- 12 Як визначити експериментальний момент сил тертя в різі?
- 13 Як визначити експериментальний момент загвинчування?
- 14 Як визначити теоретичний момент сил тертя в різі?
- 15 Як визначити теоретичний момент загвинчування?
- 16 Який принцип дії тарувального ключа?
- 17 Яке співвідношення існує між обертальним моментом T_k ключа, що загвинчує гайку і реактивним моментом T_{pk} ключа, який утримує головку болта від обертання при затяжці болтового з'єднання?

Лабораторна робота №2

Тема: Вивчення конструкцій шпонкових та шліцьових з'єднань

Мета роботи: ознайомитись з основними конструкціями, областю застосування, умовами роботи, особливостями монтажу основних видів шпонкових та шліцьових з'єднань, що призначені для передачі обертаючих моментів і фіксації елементів механічних передач.

Питання для самопідготовки:

- 1 Загальне призначення та область застосування шпонкових та шліцьових з'єднань.
- 1 Основні недоліки шпонкових з'єднань.
- 3 Класифікація шпонкових з'єднань по призначенню, їх порівняльна характеристика.
- 4 Класифікація шпонкових з'єднань по формі.
- 5 Технологічні особливості виготовлення шпонок різних типів та пазів елементів з'єднань. Матеріали для виготовлення шпонок.
- 6 Стандартизація шпонок, порядок вибору типорозмірів.
- 7 Класифікація шліцьових з'єднань по формі та призначенню.
- 8 Переваги шліцьових з'єднань у порівнянні зі шпонковими.
- 9 Технологія виготовлення елементів шліцьових з'єднань.
- 7 Види центрування прямобічних з'єднань і зв'язок центрування з технологією їх виготовлення.
- 8 Стандартизація шліцьових з'єднань, порядок вибору типів та типорозмірів з'єднань.
- 9 Інші види з'єднань вал - маточина, їх область застосування, порівняльна характеристика.
- 10 Параметри добору шпонкових, шліцьових з'єднань по стандартам.

Лабораторна робота №3

Тема роботи: **Визначення критичної частоти обертання вала**

Мета роботи: Теоретично та експериментально визначити критичну частоту обертання вала (розрахунок вала на коливання), встановити вплив параметрів системи на значення критичної частоти.

Питання для самопідготовки:

- 1 У чому фізична суть явища резонансу?
- 2 В чому небезпека резонансу для вузла або машини? Поняття дорезонансної та післярезонансної зони експлуатації машини.
- 3 Чи залежить критична швидкість вала від частоти обертання?
- 4 Чи впливає на критичну швидкість вала його міцність?
- 5 Чи впливає на критичну швидкість вала його твердість?
- 6 Чи впливає ексцентриситет маси на критичну швидкість вала?
- 7 Чи впливає на величину критичної швидкості вала наявність на ньому шпонкового пазу?
- 8 Чи залежить критична швидкість вала від відстані між його опорами?
- 9 Чи залежить критична швидкість вала від симетричності розміщення центра ваги між опорами вала? Чому?
- 10 Для зменшення небезпеки резонансу швидкохідного вала його треба робити більшого або меншого діаметра? Чому?

- 11 Для зменшення небезпеки резонансу тихохідного вала його треба робити більшого або меншого діаметра? Чому?
- 12 За рахунок яких конструктивних заходів можна змінювати критичну швидкість вала?

Лабораторна робота №4

Тема роботи: **Вивчення конструкцій вальниць кочення**

Мета роботи: вивчення конструкцій, класифікацій, матеріалів та системи умовних позначень вальниць кочення та алгоритму їх вибору, зображення їх на кінематичних схемах.

Питання для самоконтролю:

- 1 Що таке вальниці кочення і де їх застосовують?
- 2 Назвіть складові (елементи) вальниці кочення.
- 3 Чим відрізняються вальниці кочення від вальниць ковзання?
- 4 Назвіть переваги і недоліки вальниць кочення.
- 5 Як класифікують вальниці кочення?
- 6 Для чого в вальницях сепаратор?
- 7 Від чого залежить величина осьового навантаження, яке сприймає радіально – упорна кулькова вальниця?
- 8 Назвіть основні розміри і параметри вальниць кочення.
- 9 З яких матеріалів виготовляють вальниці кочення?
- 10 Які ви знаєте класи точності вальниць?
- 11 Що являють собою умовні позначення вальниць?
- 12 Яка структура умовного позначення вальниць кочення ?
- 13 По якому параметру підбирають вальниці кочення?
- 14 Які серії вальниць кочення розрізняють?
- 15 Чим відрізняються вальниці 7000312 і 312?
- 16 Що таке динамічна і статична вантажопід'ємність?
- 17 Коли рекомендують використовувати сферичні дворядні вальниці?

Лабораторна робота №5

Тема роботи: **Дослідження моменту сил тертя в вальницях ковзання**

Мета роботи: Дослідження залежності моменту тертя в вальницях ковзання від навантаження і швидкості ковзання.

Питання для самопідготовки:

- 1 Класифікація вальниць ковзання.
- 2 Основні переваги й недоліки вальниць ковзання у порівнянні з вальницями кочення.
- 3 Область доцільного застосування та умови експлуатації вальниць

ковзання.

- 4 Режими тертя вальниць ковзання. Вплив швидкості на вид тертя.
- 5 Граничні режими тертя.
- 48 Необхідні умови для виникнення режиму рідинного тертя.
- 49 Тепловий режим вальниць ковзання.
- 8 Змащування вальниць ковзання, підбір типу та сорту мастила.
- 9 Види практичних розрахунків вальниць ковзання у залежності від виду та режиму тертя.
- 10 Конструктивні особливості та технологія виготовлення елементів вальниць ковзання.

Лабораторна робота №6

Тема роботи: Дослідження моменту тертя і ККД передачі гвинт-гайка

Мета роботи: Вивчення залежності моменту тертя і ККД передачі від осьового навантаження за різних параметрів різі і матеріалів гвинта і гайки.

Питання для самоконтролю:

- 1 Призначення і область застосування передачі гвинт - гайка.
- 2 Переваги і недоліки передачі гвинт - гайка.
- 3 Які види різьблення застосовують для гайок в передачі гвинт-гайка?
- 4 Із яких матеріалів виготовляється гвинт і гайка?
- 5 Намалюйте схему сил в гвинтовий парі.
- 6 Від чого залежить момент загвинчування?
- 7 Як визначається момент сил опору в різьбі?
- 8 Для яких профілів різьби визначається приведений кут тертя?
- 9 Від чого залежить самогальмування в гвинтовий парі?
- 10 Чому дорівнює ККД пари гвинт - гайка?
- 11 Як визначається експериментальний ККД передачі?
- 12 Чи залежить ККД передачі від маси вантажу і чому?
- 13 Чи залежить ККД передачі від напрямлення руху гайки?
- 14 Яким чином визначається крутний момент на валу електродвигуна?
- 15 Як визначається робота сил корисного опору $A_{\text{ко}}$?
- 16 Як визначається робота рушійних сил $A_{\text{руш}}$?

5-й семестр

Лабораторна робота №7

Тема роботи: **Вивчення основних видів механічних передач та їх характеристик**

Мета роботи: ознайомлення з конструкціями та принципами дії основних видів механічних передач і з їхніми основними параметрами.

Питання для самоконтролю:

- 1 Для чого призначені механічні передачі?
- 2 За якими ознаками класифікують механічні передачі?
- 3 Який принцип дії, сфера застосування. конструкції, переваги і недоліки зубчастих передач?
- 4 Який принцип дії, сфера застосування. конструкції, переваги і недоліки фрикційних передач?
- 5 Який принцип дії, сфера застосування. конструкції, переваги і недоліки пасових передач?
- 6 Який принцип дії, сфера застосування. конструкції, переваги і недоліки ланцюгових передач?
- 7 Які параметри механічних передач відносяться до основних?
- 8 Які параметри є мінімально необхідними для розрахунку будь-якої механічної передачі?
- 9 Як визначається передаточне відношення, ККД і крутні моменти на валах передачі?

Лабораторна робота №8

Тема роботи: **Вивчення конструкції двоступінчастого циліндричного редуктора**

Мета роботи: ознайомлення з конструкцією циліндричного двоступінчастого редуктора; визначення вимірюванням та розрахунковим шляхом геометричних параметрів передач редуктора.

Питання для самоконтролю:

- 1 Що таке редуктор?
- 2 Чому в техніці переважають передачі, що понижують швидкість?
- 3 В чому різниця між редуктором і мультиплікатором?
- 4 Які переваги закритих передач?
- 5 Назвіть основні складові редуктора.
- 6 В чому перевага схеми двоступінчастого циліндричного редуктора з роздвоєним ступенем?
- 7 В чому перевага двоступінчастого циліндричного редуктора, виконаного по розгорнутій схемі?
- 8 В чому перевага двоступінчастого циліндричного редуктора, виконаного по співвісній схемі?
- 9 Який рекомендований діапазон передаточних відношень двоступінчастих циліндричних редукторів?
- 10 Назвіть основні параметри, що визначають кінематичні і силові характеристики редуктора.

- 11 Описати будову двоступінчастого циліндричного редуктора, виконаного за розгорнутою схемою.
- 12 Нарисуйте типові кінематичні схеми циліндричних зубчатих редукторів.
- 13 Перелічити основні розміри редуктора
- 14 Які переваги мотор-редукторів?
- 15 Які вимоги до корпусу редуктора?
- 16 На якому валу редуктора потужність більша?
- 17 В яких випадках застосовують нероз'ємний корпус редуктора?
- 18 Яким чином здійснюється змазка зачеплень і вальниць в редукторах?
- 19 Ущільнення зазорів в редукторах. Чому в площину роз'єму корпусу і кришки не ставлять прокладки?

Лабораторна робота №9

Тема роботи: **Вивчення конструкції конічних зубчастих редукторів**

Мета роботи: вивчення конструкції редуктора і визначення основних параметрів прямозубої конічної передачі.

Питання для самоконтролю:

- 1 Дати визначення конічної зубчастої передачі.
- 2 Класифікація і основне призначення конічних передач.
- 3 Переваги та недоліки конічних зубчастих передач у порівнянні з циліндричними.
- 4 Специфіка геометрії конічної зубчастої передачі. Необхідність визначення зовнішніх і середніх параметрів.
- 5 Передаточне число конічної зубчастої пари, залежність кутів ділительних конусів від передаточного числа.
- 6 Сили в зачепленні конічної зубчастої передачі.
- 7 Матеріали, термообробка, заготовки, способи виготовлення конічних зубчастих коліс.
- 8 Розташування конічних зубчастих коліс на валах, обґрунтування необхідності застосування вала-шестерні.
- 9 Види регулювання, що виконуються в конічних зубчастих редукторах.
- 10 Як перевірити правильність регулювання конічного зубчастого зачеплення?

Лабораторна робота №10

Тема роботи: **Вивчення конструкції черв'ячного редуктора**

Мета роботи: ознайомитися з будовою одноступінчастого черв'ячного редуктора і призначенням його деталей та визначити геометричні

параметри черв'ячного зачеплення шляхом їх вимірювання і розрахунком.

Питання для самоконтролю:

- 1 Які матеріали застосовують для черв'яка і черв'ячного колеса?
- 2 Що передбачають на редукторі для його транспортування?
- 3 Як практично визначити передавальне число закритого редуктора?
- 3 Як визначити рівень масла в редукторі? Як злити масло?
- 4 Перерахуйте переваги й недоліки черв'ячних передач у порівнянні з
- 5 іншими передачами.
- 6 Які бувають види циліндричних черв'яків? Чим вони відрізняються між собою?
- 7 Назвіть основні параметри черв'яка та запишіть формули для їх визначення.
- 8 Запишіть формули для визначення основних параметрів черв'ячного колеса.
- 9 З якою метою виготовляють черв'ячні колеса зі зміщенням?
- 10 Чому у черв'ячній передачі є ковзання витків черв'яка по зубцях колеса?

Лабораторна робота №11

Тема роботи: Дослідження пасової передачі на тягову здатність

Мета роботи: засвоєння методики дослідження пасової передачі на тягову здатність.

Питання для самоконтролю:

- 1 Чому у приводах машин пасову передачу розміщують на швидкохідній ступені ?
- 2 Для чого пасовій передачі необхідний початковий натяг?
- 3 Яка причина пружного ковзання, що воно характеризує? Чи можна його усунути?
- 4 З якими явищами пов'язані втрати потужності в пасовій передачі? Чим вони характеризуються?
- 5 Чим відрізняється пружне ковзання від буксування паса?
- 6 Що є основними критеріями працездатності пасової передачі?
- 7 Як визначається коефіцієнт тяги?
- 8 При яких значеннях коефіцієнта тяги оптимальні умови роботи пасової передачі?
- 9 Поясніть методику визначення обертальних моментів?
- 10 Поясніть принцип дії установки.

Лабораторна робота №12

Тема роботи: **Вивчення структури механічних приводів машин загального призначення**

Мета роботи: Вивчення структури і побудови приводів машин загального призначення та опанування практичних навиків в складанні їх кінематичних схем у відповідності зі стандартними умовними графічними позначеннями.

Питання для самоконтролю:

- 1 Що таке кінематична схема?
- 2 Який механічний пристрій називається приводом?
- 3 Призначення приводу машин.
- 3 Які елементи можуть входити до складу приводу?
- 4 Які елементи приводу є основними?
- 5 Від чого залежить структура приводу конкретного механізму?

ПІДСУМКОВИЙ КОНТРОЛЬ ЗНАНЬ

Форми контролю, зміст поточного і підсумкового контролю

При вивченні студентами дисципліни передбачається три види контролю: поточний, модульний, підсумковий.

Поточний контроль здійснюється окремо щодо теоретичного, й лабораторного курсів, а також самостійної роботи студентів.

Контроль теоретичного (лекційного) курсу здійснюється наприкінці кожного розділу у вигляді письмових відповідей на контрольні питання до розділу.

Контроль лабораторного курсу проводиться у два етапи: на першому етапі короточасним опитуванням оцінюється ступінь підготовленості студента до проведення лабораторної роботи з теоретичного та практичного курсів; на другому етапі студент захищає виконану лабораторну роботу.

Контроль самостійної роботи студентів здійснюється проведенням співбесід із виконуваних робіт і під час їхнього захисту, перевіркою виконання етапів курсового проекту.

Модульний контроль здійснюється у вигляді відповіді на тестові запитання. У тестах для кожного запитання подано кілька відповідей, з яких лише одна вірна.

Підсумковий контроль у 4-му семестрі у вигляді заліку і у 5-ому семестрі у вигляді екзамену проводяться за умови проходження студентом усіх етапів поточного контролю і успішному тестуванні у процесі співбесіди з окремих модулів знань.

у вигляді усної відповіді на питання, а також розв'язанням однієї контрольної задачі.

У 6-ому семестрі студенти захищають виконаний курсовий проект.

Підсумкова (результуюча) оцінка засвоєння студентом навчального матеріалу може визначатись без проведення семестрового екзамену як інтегральна (рейтингова) оцінка за всіма змістовними модулями. При цьому студент, який набрав протягом семестру необхідну кількість балів, має змогу:

- не складати іспит й отримати набрану кількість балів як підсумкову оцінку за здобутим рейтингом;
- складати іспит з метою підвищення свого рейтингу за даною навчальною дисципліною;
- ліквідувати академічну різницю навчальних обсягів пов'язану з переходом на інший напрям підготовки чи до іншого вищого навчального закладу;

– студент, який набрав протягом семестру менш за необхідну кількість балів, зобов'язаний скласти іспит. При цьому він допускається до його складання лише тоді, коли попередньо виконав увесь обов'язковий перелік завдань, передбачених навчальним графіком з даної дисципліни.

Види контролю

Основні контрольні заходи:

- вхідний контроль знань з попередньо вивчених дисциплін;
- поточний контроль знань з дисципліни під час практичних і лабораторних робіт;
- підсумковий (семестровий) контроль - іспит;
- узагальнений контроль знань з вивченої дисципліни.

Перелік типових питань до вхідного контролю

(4-й семестр)

- 1 Які тіла називають абсолютно твердими?
- 2 Сформулюйте поняття сили.
- 3 Якими одиницями вимірюються сили?
- 4 Які системи сил можуть діяти на тверде тіло?
- 5 Сформулюйте поняття моменту сили відносно точки.
- 6 Сформулюйте поняття моменту сили відносно вісі.
- 7 Яке тіло називають вільним?
- 8 Яке тіло називають невільним?
- 9 Сформулюйте поняття реакції зв'язків.
- 10 Які системи сил називають статично визначеними?
- 11 Які системи сил називають статично невизначеними?
- 12 Скільки рівнянь рівноваги тіла треба скласти для довільної системи сил?
- 13 Сформулюйте поняття швидкості точки.
- 14 Сформулюйте поняття прискорення точки.
- 15 Які рухи може виконувати тверде тіло?
- 16 Назвіть одиниці виміру руху твердого тіла.
- 17 Що називають масою тіла?
- 18 Сформулюйте перший закон динаміки (закон інерції).
- 19 Сформулюйте другий закон динаміки.
- 20 Сформулюйте третій закон динаміки.
- 21 Запишіть формулу роботи сили.
- 22 Запишіть формулу потужності.
- 23 Сформулюйте поняття ККД.
- 24 Запишіть формулу ККД для механічної системи.

- 25 Сформулюйте поняття передаточного відношення для зубчастої передачі.
- 26 Назвіть сили, що діють в механізмах або машинах.
- 27 Назвіть основні механічні характеристики машин.
- 28 Назвіть всі діаметри, які характеризують циліндричне зубчасте колесо.
- 29 Запишіть формулу, по якій розраховується крок зачеплення по ділильному колу.
- 30 Назвіть основні види зубчастих передач.
- 31 Назвіть основні параметри зуба зубчастої передачі.
- 32 Сформулюйте поняття модуля зачеплення.
- 33 Сформулюйте поняття кута зачеплення.
- 34 Запишіть формулу для вирахування кутової швидкості обертального руху шківів, зубчастого колеса.
- 35 Запишіть формулу для вирахування передаточного числа зубчастої передачі.

Запитання до заліку (4-й семестр)

- 1 Поняття деталі та вузла машини, їх класифікація.
- 2 Основні принципи конструювання машин.
- 3 Стадії та етапи розробки машини та конструкторської документації.
- 4 Основні критерії роботи здатності деталей машин та їх значення.
- 5 Сутність розрахунків деталей машин на міцність, жорсткість, стійкість, зносостійкість, теплостійкість.
- 6 Методи вибору допустимих напружень і коефіцієнтів запасів міцності в машинобудуванні та їх сутність.
- 7 Фактори, за якими визначають допустимі напруження і коефіцієнти запасів міцності в машинобудуванні.
- 8 Основні вимоги до конструкцій деталей машин.
- 9 Основні фактори, які впливають на форму і геометричні розміри деталі.
- 10 Основні машинобудівні матеріали.
- 11 Матеріали для виготовлення деталей машин та їх загальна характеристика.
- 12 Способи механічного зміцнення металевих деталей машин.
- 13 З'єднання. Призначення. Класифікація, області використання.
- 14 Заклепкові з'єднання. Класифікація, переваги, недоліки, області використання.
- 15 Основи розрахунку заклепкових з'єднань.
- 16 Зварні з'єднання. Область використання і класифікація.
- 17 Види пошкодження і критерії працездатності зварних з'єднань.
- 18 Типи зварних швів (стикові та кутові) та основи їх розрахунку при дії статичних і динамічних навантажень. Допустимі напруження для зварних швів.

- 19 Основні правила конструювання зварних виробів. Конструктивні та технологічні способи зменшення залишкових напружень в зварних швах.
- 203'єднання з натягом. Класифікація, основні характеристики, особливості технології збирання та область використання.
- 21 Вид пошкоджень і зношування з'єднань з натягом та критерії працездатності. Основи розрахунку і посадки.
- 22 Нарізні з'єднання. Класифікація, переваги, недоліки та області використання. Типи нарізок і їх порівняльний аналіз.
- 23 Кінематичні, геометричні та силові співвідношення в нарізному з'єднанні. ККД гвинтової пари. Розподілення навантаження між витками гайки.
- 24 Розрахунок болтового з'єднання, навантаженого зсувною силою, при установці болта в отворі з'єднувальних деталей з зазором та без зазору.
- 25 Розрахунок незатягнутих та затягнутих болтових з'єднань при відсутності зовнішнього навантаження і при спільній дії зовнішнього навантаження та затяжки.
- 26 Клемові з'єднання. Переваги, недоліки та область використання. Основи розрахунку.
- 27 Клинові з'єднання. Класифікація, переваги, недоліки, області використання та основи розрахунку.
- 28 Профільні з'єднання. Класифікація, переваги, недоліки, область використання та основи розрахунку.
- 29 Шпонкові з'єднання. Класифікація, переваги, недоліки та області використання.
- 30 Матеріали шпонок та критерії їх працездатності.
- 31 Основи розрахунку напружених і ненапружених шпонкових з'єднань. Посадки шпонок на валах і в маточинах.
- 32 Шліцьові з'єднання. Класифікація, переваги, недоліки та області використання.
- 33 Види пошкоджень та зношування шліцьових з'єднань. Матеріали та види термічної і хіміко-термічної обробки.
- 34 Центрування шліцьових з'єднань різних типів та посадки для них.
- 35 Основи розрахунку шліцьових з'єднань.
- 36 Штифтові з'єднання. Класифікація, переваги, недоліки, області використання та основи розрахунку.
- 37 Вали. Призначення та класифікація. Матеріали, термообробка і типові конструкції валів.
- 38 Етапи розрахунку і конструювання валів. Розрахунок валів на статичну міцність за напруженнями згину і кручення.
- 39 Розрахунок валів на витривалість втомну міцність. Конструктивні та

технологічні способи підвищення втомної міцності валів.

- 40 Розрахунок валів на жорсткість і вібростійкість.
- 41 Вальниці ковзання. Призначення, класифікація, переваги, недоліки та області використання.
- 42 Характеристика режиму роботи підшипника та види тертя в підшипниках.
- 43 Вимоги до матеріалів та матеріали деталей вальниць ковзання.
- 44 Основи розрахунку вальниць сухого та напіврідинного тертя.
- 45 Особливості розрахунку гідростатичних та гідродинамічних вальниць ковзання.
- 46 Типові конструкції вальниць ковзання. Тепловий розрахунок вальниць ковзання.
- 47 Вальниці кочення. Призначення, класифікація, переваги, недоліки та області використання. Маркування вальниць.
- 48 Точність виготовлення, критерії швидкохідності та матеріали деталей вальниць.
- 49 Кінематика і динаміка вальниць кочення. Розподілення навантаження між тілами кочення.
- 50 Контактні напруження в вальниці кочення.
- 51 Статична та динамічна вантажопідйомність вальниць кочення.
- 52 Визначення еквівалентного статичного та динамічного навантаження для вальниць кочення різних типів.
- 53 Вибір вальниць кочення за динамічною вантажопідйомністю.
- 54 Типові схеми установки вальниць на валах. Способи регулювання зазорів і натягів в вузлах вальниць.
- 55 Посадки вальниць на валах і в корпусних деталях. Критерії вибору посадок.
- 56 Змащення і ущільнення вузлів вальниць. Критерії вибору і марки мастильних матеріалів.
- 57 Муфти. Призначення, класифікація, основне навантаження муфт. Вибір стандартних муфт за обертальним моментом на валу.
- 58 Додаткові навантаження валів від муфт. Компенсуюча, демпфіруюча та амортизуюча здатності муфт.
- 59 З'єднувальні нерозчіпні муфти (глухі, компенсуючі і пружні). Конструкції, основи розрахунку.
- 60 Керовані і самокеровані самодіючі муфти (кулачкові, зубчасті, фрикційні, порошкові, електромагнітні, гідродинамічні). Конструкції, основи розрахунку.
- 61 Обгінні муфти. Конструкції, основи розрахунку.

Перелік питань, які виносяться на іспит
(5-й семестр)

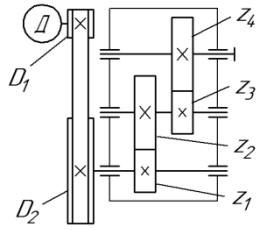
- 1 Механічний привод та його структура.
- 2 Механічний редуктор та його призначення в приводі машини.
- 3 Класифікація редукторів та їх основні параметри.
- 4 Схемами виконання двоступеневих циліндричних редукторів?
- 5 Мета і послідовність енергокінематичного розрахунку привода машини.
- 6 Механічні передачі та їх призначення.
- 7 Класифікація механічних передач та їх основні характеристики: кінематичні, силові і енергетичні.
- 8 Фрикційні передачі. Принцип дії, класифікація, переваги та недоліки і область використання.
- 9 Вимоги до матеріалів та основні матеріали фрикційних передач. Види зношування у фрикційних передачах.
- 10 Кінематичні, геометричні та силові співвідношення в фрикційних передачах.
- 11 Основи проектного і перевірного розрахунків закритих фрикційних передач з металевими катками.
- 12 Конструкції фрикційних катків. Способи створення сили притискання катків, аналіз їх переваг та недоліків.
- 13 Пасові передачі. Принцип дії, класифікація, переваги, недоліки та області використання.
- 14 Конструкції та матеріали пасів і їх порівняльна характеристика.
- 15 Кінематичні, геометричні і силові співвідношення в пасових передачах .
- 16 Виведення формули Ейлера. Коефіцієнт тяги пасової передачі та його зв'язок з ковзанням в передачі і к. к. д.
- 17 Напруження в пасові та їх вплив на довговічність паса. Критерії довговічності паса. Алгоритми проектного розрахунку плоско- та клинопасових передач.
- 18 Конструкції шківів пасових передач. Типові схеми пристроїв попереднього натягування паса та їх порівняльна характеристика.
- 19 Зубчасті передачі. Принцип дії, класифікація, переваги та недоліки, область застосування. Основні кінематичні та геометричні співвідношення.
- 20 Матеріали, види термічної та хіміко-термічної обробки зубців зубчастих коліс.
- 21 Види зношування зубців коліс та способи його зменшення .
- 22 Основні похибки при виготовленні зубчастих коліс. Точність зубчастих передач: ступені та норми точності, допуски на боковий зазор і міжосьову відстань.

- 23 Силові співвідношення в зубчастих передачах: прямозубих та косозубих циліндричних і конічних. Питоме нормальне навантаження передачі. Довжина контактної лінії. Коефіцієнт навантаження.
- 24 Причини появи нерівномірності розподілу навантаження по довжині контактних ліній та внутрішнього динамічного навантаження передачі.
- 25 Контактні напруження в зубчастих передачах. Основи перевірного та проектного розрахунку циліндричних зубчастих передач на контактну витривалість.
- 26 Розрахунок допустимих контактних напружень в зубчастих передачах.
- 27 Число переміни циклів напружень, коефіцієнт довговічності передач при розрахунку на контактну витривалість та їх зв'язок з режимами роботи передач.
- 28 Згинальні напруження в зубчастих передачах. Основи перевірного та проектного розрахунку зубчастих передач на згинальну витривалість.
- 29 Розрахунок допустимих згинальних напружень в зубчастих передачах. Число переміни напружень та коефіцієнт довговічності при розрахунку на згинальну витривалість.
- 30 Кінематичні, геометричні та конструктивні особливості конічних Прямозубих та кривозубих з тангенційними і коловими зубцями передач.
- 31 Особливості розрахунку конічних передач на контактну та згинальну витривалість.
- 32 Конструкції циліндричних та конічних зубчастих коліс. Рекомендації по вибору геометричних співвідношень між елементами колеса.
- 33 Зубчасті кругогвинтові із зачепленням М.Л.Новікова передачі. Особливості кінематики та геометрії кругогвинтових передач.
- 34 Особливості розрахунку кругогвинтових передач на контактну та згинальну витривалість.
- 35 Черв'ячні передачі. Класифікація, переваги, недоліки та області використання.
- 36 Матеріали черв'ячних передач, види термічної та хіміко-термічної обробки черв'яка. Критерій вибору матеріалу зубчастого вінця черв'ячного колеса.
- 37 Види зношування черв'ячних передач.
- 38 Кінематичні, геометричні та силові співвідношення в черв'ячних передачах.
- 39 Точність черв'ячних передач: ступені та норми точності, допуски на боковий зазор і міжосьову відстань.
- 40 Розрахункове навантаження для черв'ячної передачі та особливості його визначення.
- 41 Перевірочний та проектний розрахунки черв'ячних передач на контактну і згинальну витривалість.

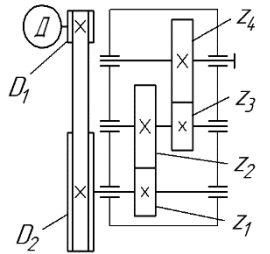
- 42 Розрахунок допустимих контактних та згинальних напружень для черв'ячної передачі. Число циклів переміни напружень та коефіцієнт довговічності при розрахунках черв'ячних передач на контактну і згинальну витривалість.
- 43 ККД черв'ячної передачі та тепловий розрахунок передачі. Розрахунок черв'яка на жорсткість.
- 44 Конструкції черв'яків та черв'ячних коліс і їх порівняльний аналіз.
- 45 Конструктивні схеми зубчастих та черв'ячних редукторів. Аналіз переваг та недоліків різних схем редукторів.
- 46 Змащення відкритих та закритих зубчастих і черв'ячних передач. Критерії вибору та марки мастильних матеріалів.
- 47 Ланцюгові передачі. Класифікація, переваги, недоліки та області застосування.
- 48 Матеріали деталей ланцюгових передач та види їх термічної і Хіміко-термічної обробки. Зношування деталей ланцюгових передач.
- 49 Кінематичні, геометричні та силові співвідношення в ланцюгових передачах.
- 50 Нерівномірність руху ланцюга і її вплив на коливання передаточного відношення передачі.
- 51 Основи проектного розрахунку ланцюгових передач за допустимими тиском в шарнірі ланцюга і коловою силою.
- 52 Змащення ланцюгових передач. Критерії вибору та марки мастильних матеріалів.
- 53 Передачі гвинт-гайка. Класифікація, переваги, недоліки та області використання. Матеріали та термообробка гвинтів і гайок.
- 54 Основи розрахунку передач гвинт-гайка на міцність, зносостійкість і стійкість.
- 55 Конструкції ходових гвинтів і гайок. Способи компенсації зазорів в передачі.
- 56 Кулькові та роликові передачі гвинт-гайка. Особливості роботи і розрахунку кулькових передач гвинт-гайка. Змащення передач гвинт-гайка.

Тестові завдання

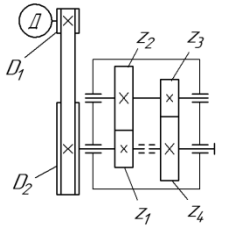
Білет №1

№	Питання	Відповіді	код	<input checked="" type="checkbox"/>	№	Питання	Відповіді	код	<input checked="" type="checkbox"/>
1	Призначення механічних передач	Встановлення рівноваги між двигуном і робочим органом..... Виробляти енергію..... Сприймати енергію..... Затрачувати енергію на подолання зовнішніх сил, безпосередньо пов'язаних з процесом виготовлення..... Перетворювати швидкість, крутний момент, напрям обертання.....	1 2 3 4 5	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>	7	При яких умовах підшипники кочення вважаються статично навантаженими?	$F_0 \leq C_0$ $S = eFr$ $S = 0,83eFr$ $n \leq 10\phi/x\phi$ $n \leq 100\phi/x\phi$	1 2 3 4 5	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>
2	Як класифікують зубчасту передачу за принципом передачі руху?	Тертям..... Зачепленням..... Безпосередньо контактом деталей, сидячих на ведучому та веденому валах..... Передача з гнучким зв'язком..... За зміною швидкості обертання зубчастих коліс.....	1 2 3 4 5	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>	8	В яких випадках використовують запобіжні муфти?	Де не можна застосувати відцентрову муфту..... Для з'єднання валів..... Для роз'єднання валів при випадкових перевантаженнях..... Для роз'єднання валів..... У випадках радіального зміщення валів..	1 2 3 4 5	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>
3	Чому обертальний момент прикладений до ведучого вала збігається з напрямом його обертання?	Момент прикладається поворі..... Потужність найбільша на цьому валу.... При обертальному русі виконується робота..... Момент є моментом рушійних сил..... Момент прикладається динамічно.....	1 2 3 4 5	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>	9	Яке з приведених вище відношень називають передаточним числом одноступінчастої передачі?	n_2 / n_1 n_1 / n_2 D_1 / D_2 z_2 / z_1 $D_2 n_2 / D_1 n_1$	1 2 3 4 5	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>
4	На яку величину змінюється обертальний момент, який передається від ведучого до веденого вала зубчастої пари?	На величину діаметрів валів..... На величину роботи, яка виконується при обертальному русі..... На величину передаточного відношення... На величину ККД зубчастої пари..... На величину обертального моменту	1 2 3 4 5	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>	10	Визначити потужність на вихідному валу привода (P_4 ,кВт) за даними: $P_{дв}=2$ кВт; $n_{дв}=1000$ об/хв; $D_1=100$ мм; $D_2=200$ мм; $z_1=21$; $z_2=63$; $z_3=15$; $z_4=30$; $\eta_{пас}=0,96$; $\eta_{зп}=0,98$; $\eta_{пп}=0,99$.	1,79 2,96 2,70 5,34 3,73	1 2 3 4 5	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>
5	Які напруги виникають у пасі при його роботі?	σ_{max} σ_{min} $\sigma_0, \sigma_1, \sigma_2, \sigma_{32}, \sigma_v$ $\sigma_1, \sigma_2,$ [σ]	1 2 3 4 5	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>					
6	Чому для шестерні вибирають матеріал вищої якості, ніж для колеса?	Для того, щоб легше було виготовляти шестерню..... Щоб запобігти поломки зуба шестерні..... Щоб виготовляти шестерні в велико-серійному виробництві..... Тому що шестерня навантажувється більшим числом циклів навантажень..... Тому, що заготовки шестерні дістають куванням.....	1 2 3 4 5	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>					

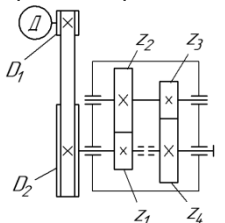
Білет №2

№	Питання	Відповіді	код	<input checked="" type="checkbox"/>	№	Питання	Відповіді	код	<input checked="" type="checkbox"/>
1	Як класифікують фрикційні передачі за принципом передачі руху і способу з'єднання ведучої і веденої ланок?	Зачепленням..... Тертям з безпосереднім контактом..... Передача з проміжною ланкою..... Тертям з гнучким зв'язком..... За способом передавання руху.....	1 2 3 4 5	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>	7	Назвіть головний критерій розрахунку і роботоzдатності деталей загального призначення	Жорсткість..... Довговічність..... Міцність..... Теплостійкість..... Вібростійкість.....	1 2 3 4 5	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>
2	Чи можливо застосовувати фрикційну передачу (варіатор) для зміни швидкості приводних коліс автомобіля, снігохода і ін.	Можна..... Неможна..... Тільки при малих обертах..... Тільки при великих обертах..... Разом з іншими механічними передачами.....	1 2 3 4 5	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>	8	Загальний ККД багатоступінчастої послідовно з'єднаної передачі визначають наступними залежностями	$\eta_{заг} = \eta_1 + \eta_2 + \eta_3 \dots \eta_n$ $\eta_{заг} = P_1 \cdot P_2$ $\eta_{заг} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \dots \eta_n$ $\eta_{заг} = \eta_1 + 2\eta_2 + 3\eta_3 \dots$ $\eta_{заг} = P_2 / P_1$	1 2 3 4 5	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>
3	З якого матеріалу виготовляють катки тяжко завантажених швидкохідних закритих фрикційних передач?	З будь-якого матеріалу..... Сталь..... Чавун..... Бронза..... Текстоліт і інші неметалічні матеріали...	1 2 3 4 5	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>	9	Який кут зачеплення прийнятий стандартним для зубчастих коліс нарізаних без зміщення?	15° 20° 25° Любий < 10°	1 2 3 4 5	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>
4	Як класифікують зубчасту передачу за принципом передачі руху?	Тертям..... Зачепленням..... Безпосередньо контактом деталей, сидячих на ведучому та веденому валах..... Передача з гнучким зв'язком..... Реечна передача.....	1 2 3 4 5	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>	10	Визначити обертальний момент на вихідному валу привода (Т ₄ , Н·м) за даними: Р _{дв} =2,5 кВт; n _{дв} =900об/хв; D ₁ =75мм; D ₂ =150мм; z ₁ =23; z ₂ =69; z ₃ =20; z ₄ =40; η _{пас} =0,96; η _{зп} =0,98; η _{пп} =0,99.	186 285 279 534 373	1 2 3 4 5	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>
5	Чому напрям обертального моменту прикладеного до веденого вала не збігається з напрямом його обертання?	Момент прикладаються раптово..... Момент є моментом сил опору..... Момент прикладається поволі..... Момент передається за рахунок сил тертя.. Момент передається за рахунок сил зачеплення.....	1 2 3 4 5	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>					
6	Яка мета виконання проектного розрахунку при розрахунку деталей машин?	Для попереднього вибору матеріалу деталей..... Для вибору допустимих напружень..... Для визначення розмірів деталей..... Для визначення необхідного коефіцієнта запаса іцності..... Тільки для деталей виготовлених зі сталі..	1 2 3 4 5	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>					

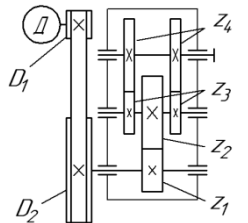
Білет №3

№	Питання	Відповіді	код	<input checked="" type="checkbox"/>	№	Питання	Відповіді	код	<input checked="" type="checkbox"/>
1	Яка основна відмінність зубчастої передачі від фрикційної (з конструктивної точки зору)?	Постійність передаточного числа Непостійність передаточного числа Шестерня менша колеса За коловою швидкістю Передавання навантаження відбувається зубчастими колесами, які знаходяться в зачепленні.....	1 2 3 4 5	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>	7	За яким виразом проводять посередню оцінку довговічності паса?	$\sigma_{\max} \cdot N$ v/l $2f_0\varphi_0$ $P_1/[P]$ $m\zeta$	1 2 3 4 5	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>
2	Чи використовують для виготовлення зубчастих коліс – бронзу і латунь?	Тільки для коліс черв'ячних передач..... Тільки для циліндричних косозубих коліс Тільки для коліс тихохідних передач..... Тільки для коліс швидкохідних передач... Для зубчастих коліс з діаметром більше 400 мм.....	1 2 3 4 5	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>	8	Який параметр зубів має найбільший вплив на напруги згину?	P α m h_a h_f	1 2 3 4 5	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>
3	Яка залежність використовується для визначення модуля зубчастого зачеплення?	π / p_t p_t / π $h_f - h_a$ $\pi + 2$ $P_t - P_f$	1 2 3 4 5	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>	9	Несуча здатність конічної зубчастої передачі нижча від циліндричної з порівняльними розмірами і становить близько	90% 105% 85% 50% 95%	1 2 3 4 5	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>
4	Розрахувати дільний діаметр веденого колеса циліндричної прямозубої передачі, якщо $z_1 = 20$, $z_2 = 50$, $m = 4\text{мм}$	88 208 80 200 190	1 2 3 4 5	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>	10	Визначити потужність на вихідному валу привода (P_4 ,кВт) за даними: $P_{\text{дв}}=3\text{ кВт}$; $n_{\text{дв}}=800\text{об/хв}$; $D_1=50\text{мм}$; $D_2=100\text{мм}$; $z_1=25$; $z_2=75$; $z_3=25$; $z_4=50$; $\eta_{\text{пас}}=0,96$; $\eta_{\text{зп}}=0,98$; $\eta_{\text{пт}}=0,99$.	1,86 2,96 2,69 5,34 3,73	1 2 3 4 5	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>
5	Стандартні муфти підбирають	За величиною осевого зміщення валів... За величиною радіального зміщення валів.. За величиною кутового зміщення валів... За напрямом обертання валів..... За розрахунковим обертальним моментом і найбільшим діаметром з'єднаних валів.....	1 2 3 4 5	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>					
6	Розрахувати міжосьову відстань (мм) прямозубої передачі, якщо $z_1 = 20$, $z_2 = 80$, $m = 5\text{мм}$	250 150 100 200 40	1 2 3 4 5	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>					

Білет №4

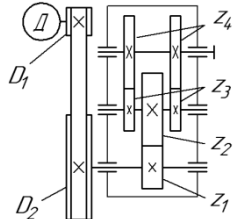
№	Питання	Відповіді	код	<input checked="" type="checkbox"/>	№	Питання	Відповіді	код	<input checked="" type="checkbox"/>
1	Чому в плаваючій опорі встановлюють тільки радіальний підшипник?	Сприймає тільки осьове навантаження..... Кріпиться тільки кришкою..... Сприймає тільки радіальне навантаження... Сприймає радіальне і осьове навантаження... Радіальне навантаження відсутнє.....	1 2 3 4 5	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>	7	По якому колу частіше вимірюють крок зубів	d_{a1} d_f D_2 d_{a2} d_1	1 2 3 4 5	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>
2	За якими параметрами вибирають з'єднувальні муфти механізмів?	За кутовою швидкістю валів..... За розрахунковим крутним моментом і діаметрами з'єднувальних валів..... За напрямом обертання..... За величиною радіальних і осьових сил, які діють на вал..... За різною частотою обертання з'єднаних валів.....	1 2 3 4 5	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>	8	За якою формулою виконують перевірний розрахунок прямозубої передачі на згин?	$Y_F \frac{\sigma_{Ft}}{m_m}$ $K_m \sqrt[3]{\frac{M_2 K_{F\beta} Y_F}{u z_1^2 \psi_{bd} [\sigma]_F}}$ $2M_2 / m z_1 \varphi$ $Y_F (F_t / 6m) k_{F\beta} k_{Fv}$ $F_t k_m$	1 2 3 4 5	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>
3	Який кут зачеплення загально прийнятий для стандартних зубчастих коліс, нарізаних без зміщення?	15..... 20..... 25..... Любий..... < 20.....	1 2 3 4 5	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>	9	Цикл напруг характеризується коефіцієнтом асиметрії циклу за таким відношенням	1) $0,5(\sigma_{\max} + \sigma_{\min})$; 2) $0,5(\sigma_{\max} - \sigma_{\min})$; 3) $\sigma_{\min} / \sigma_{\max}$; 4) $0,5\sigma_{\max}$; 5) $\sigma_m + \sigma_a$	1 2 3 4 5	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>
4	Який вид руйнування зубів спостерігається у відкритих передачах?	Поломка..... Викришування..... Відслоювання поверхні..... Заїдання..... Пластичне деформування.....	1 2 3 4 5	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>	10	Визначити обертальний момент на вихідному валу привода (Т ₄ , Н·м) за даними: Р _{дв} =3,5 кВт; n _{дв} =700об/хв; D ₁ =75мм; D ₂ =150мм; z ₁ =27; z ₂ =81; z ₃ =30; z ₄ =60; η _{пас} =0,96; η _{зп} =0,98; η _{пп} =0,99.	186,9 296,0 279,3 512,8 373,6	1 2 3 4 5	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>
5	Для яких видів руйнування зубців розроблені методи розрахунку на контактну міцність?	Поломка..... Викришування..... Зношування..... Заїдання..... Пластичного деформування.....	1 2 3 4 5	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>					
6	Визначити модуль зачеплення при висоті зуба h = 10,13 мм	6,0..... 4,5..... 3,0..... 2,5..... 4,0.....	1 2 3 4 5	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>					

Білет №5

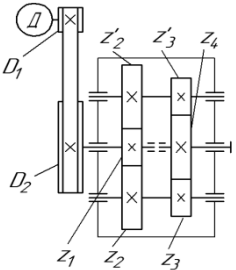
№	Питання	Відповіді	код	<input checked="" type="checkbox"/>	№	Питання	Відповіді	код	<input checked="" type="checkbox"/>
1	Як називається коефіцієнт позначений літерою K_β ?	Форми зуба..... Довжини зуба..... Розрахункового навантаження..... Концентрації напружень..... Коефіцієнт перекриття.....	1 2 3 4 5	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>	7	Які зубчасті передачі розраховують на контактну міцність і перевіряють на згин?	Відкриті З безпосереднім контактом..... Які працюють при рясному змащуванні. Які використовують в металорізальних верстатах..... Які працюють без змащування.....	1 2 3 4 5	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>
2	В яких одиницях підставляють модуль зацеплення в розрахункові формули	мм..... см..... м..... Величина безрозмірна..... кг.....	1 2 3 4 5	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>	8	В яких межах приймають кут нахилу зубів (β) косозубої зубчастої передачі?	8...20°..... 25...45°..... 10°..... < 90°..... Без обмежень.....	1 2 3 4 5	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>
3	По якій формулі визначають допустиму напругу згину при односторонньому направленні обертання ведучого вала?	$N_F \cdot K_{FE}$ $(\sigma_{F\limb}^0 / S_F) Y_R K_{FC} K_{FL}$ $(\sigma_{H\limb}^0 / S_H) Z_R K_{HL}$ $\sqrt[6]{N_{F0} / N_{FE}}$ $\sqrt[9]{N_{F0} / N_{FE}}$	1 2 3 4 5	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>	9	Який модуль використовують при розрахунку дільного діаметра коліс в косозубій передачі?	m_n m_t По двом..... По середньому модулю m_m По зовнішньому модулю m_e	1 2 3 4 5	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>
4	По якій формулі проводять розрахунок поверхонь зубів на контактну втому?	$Z_H Z_M Z_E \sqrt{\frac{0,5M(u \pm 1)^3}{\psi_{ba} a_w^3 u^2}} K_{H\beta} K_{Hv}$ $K_a (u + 1)^3 \sqrt{\frac{M_2 K_{H\beta}}{\psi_{ba} u^2 [\sigma]_H^2}}$ $Y_F \frac{2M_2 K_{F\beta} K_{Fv}}{u z_1^2 m^3 \psi_{bd}}$ $K_m \sqrt[3]{\frac{M_2 K_{F\beta} Y_F}{u z_1^2 \psi_{bd} [\sigma]_F}}$ $\sqrt{\frac{E_{zg}}{\pi(1 - \mu^2)}}$	1 2 3 4 5	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>	10	Визначити потужність на вихідному валу привода (P_4 , кВт) за даними: $P_{дв}=4$ кВт; $n_{дв}=600$ об/хв; $D_1=100$ мм; $D_2=200$ мм; $z_1=29$; $z_2=87$; $z_3=35$; $z_4=70$; $\eta_{пас}=0,96$; $\eta_{зп}=0,98$; $\eta_{пп}=0,99$.	1,86..... 2,96..... 2,79..... 5,34..... 3,51.....	1 2 3 4 5	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>
5	По якій формулі визначаються допустимі контактні напруги?	$(\sigma_{F\limb}^0 / S_F) Y_R K_{FC} K_{FL}$ $(\sigma_{H\limb}^0 / S_H) K_{HL}$ $2\psi_{sa} / (u + 1)$ $2a / (u \pm 1)$ $\sqrt{2 / \sin 2\alpha}$	1 2 3 4 5	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>					
6	Яка розмірність коефіцієнта ψ_{sa}	мм..... см..... МПа..... безрозмірна..... Н.....	1 2 3 4 5	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>					

Білет №6

№	Питання	Відповіді	код	<input checked="" type="checkbox"/>
1	Який модуль в косозубій передачі більший - нормальний чи торцевий?	m_n	1	<input type="checkbox"/>
		m_t	2	<input type="checkbox"/>
		Рівні.....	3	<input type="checkbox"/>
		$m_n = 0,5m_t$	4	<input type="checkbox"/>
		$m_t = 0,5m_n$	5	<input type="checkbox"/>
2	Яка розмірність коефіцієнта перекриття зубів ε_α ?	Безрозмірна.....	1	<input type="checkbox"/>
		мм.....	2	<input type="checkbox"/>
		Па.....	3	<input type="checkbox"/>
		МПа.....	4	<input type="checkbox"/>
		Градуси.....	5	<input type="checkbox"/>
3	Коефіцієнти форми зуба при розрахунку косозубих передач знаходять по величині параметра	Z	1	<input type="checkbox"/>
		Z_v	2	<input type="checkbox"/>
		u	3	<input type="checkbox"/>
		α	4	<input type="checkbox"/>
		P	5	<input type="checkbox"/>
4	Визначити модуль зачеплення при висоті зуба $h = 6,75 \text{ мм}$	13,5.....	1	<input type="checkbox"/>
		11,0.....	2	<input type="checkbox"/>
		7,5.....	3	<input type="checkbox"/>
		6,0.....	4	<input type="checkbox"/>
		3,0.....	5	<input type="checkbox"/>
5	Який модуль може бути прийнятий стандартним в конічній передачі?	Зовнішній коловий модуль – m_e	1	<input type="checkbox"/>
		Середній коловий модуль – m_m	2	<input type="checkbox"/>
		Кожний із названих.....	3	<input type="checkbox"/>
		Ні один.....	4	<input type="checkbox"/>
		Початковий модуль – m	5	<input type="checkbox"/>
6	Користуючись яким модулем розраховують діаметр впадин в конічній передачі?	m_e – зовнішнім коловим.....	1	<input type="checkbox"/>
		m_m – середнім коловим.....	2	<input type="checkbox"/>
		m_e і m – не одним із них.....	3	<input type="checkbox"/>
		$m_e + m_m$ – обома.....	4	<input type="checkbox"/>
		m – початковий модуль.....	5	<input type="checkbox"/>

№	Питання	Відповіді	код	<input checked="" type="checkbox"/>	
7	По якій формулі проводять перевірний розрахунок закритих конічних передач на контактну міцність?	$Y_F \frac{2M_2 K_{F\beta} K_{Fv}}{u z_1^2 m^3 \psi_{bd}}$	1	<input type="checkbox"/>	
		$K_m \sqrt{\frac{M_2 K_{F\beta} Y_F}{u z_1^2 \psi_{bd} [\sigma]_F}}$	2	<input type="checkbox"/>	
		$Z_H Z_M \sqrt{\frac{2M_2 \sqrt{u^2 + 1}}{K_{H\beta} \psi_{bd} d_1^3 u^2}} K_{H\beta} K_{Hv}$	3	<input type="checkbox"/>	
		$K_d \sqrt{\frac{M_2 K_{H\beta}}{K_{H\beta} \psi_{bd} [\sigma]_H^2} \frac{\sqrt{u^2 + 1}}{u^2}}$	4	<input type="checkbox"/>	
		$\frac{\sigma_H}{SF} \cdot k_{FL}$	5	<input type="checkbox"/>	
8	По якій формулі проводять розрахунок активних поверхонь зубів на контактну міцність при дії максимального навантаження	$\sigma_{H \max} = 0,6\sigma_D$	1	<input type="checkbox"/>	
		$\sigma_{H \max} = 3.2\sigma_B$	2	<input type="checkbox"/>	
		$\sigma_{H \max} = \sigma_H \sqrt{T_{1 \max} / T_1} \leq [\sigma]_{H \max}$	3	<input type="checkbox"/>	
		$\sigma_{H \max} = 0,9[\sigma]_{H \max}$	4	<input type="checkbox"/>	
		$\sigma_{f \max} = 1.05[\sigma]_{H \max}$	5	<input type="checkbox"/>	
9	По якому модулю видається розрахунок конічного колеса на згин?	m_e	1	<input type="checkbox"/>	
		m_m	2	<input type="checkbox"/>	
		Можна по m_e і по m	3	<input type="checkbox"/>	
		m_t	4	<input type="checkbox"/>	
		m_n	5	<input type="checkbox"/>	
10	Визначити обертальний момент на вихідному валу привода ($T_4, \text{Н} \cdot \text{м}$) за даними: $P_{\text{дв}}=2 \text{ кВт}$; $n_{\text{дв}}=1000 \text{ об/хв}$; $D_1=100 \text{ мм}$; $D_2=200 \text{ мм}$; $z_1=21$; $z_2=63$; $z_3=15$; $z_4=30$; $\eta_{\text{пас}}=0,96$; $\eta_{\text{зп}}=0,98$; $\eta_{\text{пп}}=0,99$.		201.....	1	<input type="checkbox"/>
		233.....	2	<input type="checkbox"/>	
		410.....	3	<input type="checkbox"/>	
		326.....	4	<input type="checkbox"/>	
		712.....	5	<input type="checkbox"/>	

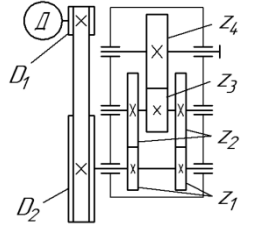
Білет №7

№	Питання	Відповіді	код	<input checked="" type="checkbox"/>	№	Питання	Відповіді	код	<input checked="" type="checkbox"/>
1	Скільки витків повинен мати черв'як, щоб одержати максимальне передаточне число	1..... 2..... 3..... 4..... Неможна визначити.....	1 2 3 4 5	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>	7	Який параметр визначають при проектному розрахунку черв'ячної передачі?	a_w m σ_F σ_H $q \cdot$	1 2 3 4 5	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>
2	Визначити передаточне число черв'ячної передачі, якщо число зубів колеса дорівнює $z_2 = 30$, число витків черв'яка $z_1 = 2$	60..... 15..... Неможна визначити..... 120..... 7,5.....	1 2 3 4 5	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>	8	Визначити дільний діаметр черв'яка, якщо $d_2 = 150\text{мм}$; $Z_1 = 4$; $Z_2 = 30$ $q = 10$	20..... 50..... 150..... 170..... 200.....	1 2 3 4 5	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>
3	Назвіть розповсюджені варіанти поєднання матеріалів для черв'як – колеса	Сталь-текстоліт..... Чавун-чавун..... Бронза-сталь..... Сталь-бронза..... Чавун-латунь.....	1 2 3 4 5	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>	9	До передач якого типу відносять пасову передачу?	До передач обертним рухом..... До передач поступовим рухом..... До передач безпосереднього дотику за рахунок сил тертя..... До передач гнучкого зв'язку зачепленням..... До передач гнучким зв'язком за рахунок сил тертя.....	1 2 3 4 5	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>
4	Вкажіть формулу для переведення проектного розрахунку черв'ячної передачі	$\frac{170}{z_2/q} \sqrt{M_{p2} \left(\frac{1+z_2/q}{a_w} \right)^3}$ $\left(1 + \frac{z_2}{q} \right) \sqrt[3]{M_{p2} \left(\frac{170}{z_2/q [\sigma]_H} \right)^2}$ $\frac{1,4 M_{p2} Y_F}{q z_2 m^3}$ $\sqrt[3]{\frac{1,4 M_{p2} Y_F}{q z_2 [\sigma]_F}}$ $\frac{d_2 \sin \alpha}{2 \cos \gamma}$	1 2 3 4 5	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>	10	Визначити потужність на вихідному валу привода (P_4 , кВт) за даними: $P_{дв} = 2,5$ кВт; $n_{дв} = 900$ об/хв; $D_1 = 75$ мм; $D_2 = 150$ мм; $z_1 = 23$; $z_2 = 69$; $z_3 = 20$; $z_4 = 40$; $\eta_{пас} = 0,96$; $\eta_{зп} = 0,98$; $\eta_{пп} = 0,99$.	2,83 2,13 4,00 3,26 7,12	1 2 3 4 5	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>
5	Тепловим розрахунком черв'ячної передачі (редуктора) забезпечується умова	$\phi = kA(t_m - t_c)$ $t_0 + P_1(1-\eta)/(kA) \leq [t]_m$ $\Delta P = P_1(1-\eta)$ $\Delta P = P_1 - P_2$ $P_2 = P_1 \cdot \eta$	1 2 3 4 5	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>					
6	Перевірку міцності зубів при згині максимальним навантаженням виконують за умовою	$\sigma_{F \max} = 0,6 \sigma_t$ $\sigma_{F \max} = 3,2 \sigma_B$ $\sigma_{F \max} = \sigma_F \sqrt{T_{1 \max} / T_1} \leq [\sigma]_{F \max}$ $\sigma_{F \max} = 0,9 [\sigma]_{H \max}$ $\sigma_{F \max} = 1,05 [\sigma]_{H \max}$	1 2 3 4 5	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>					

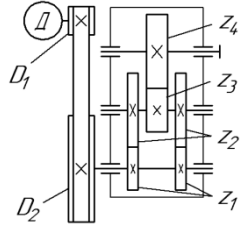
Білет №8

№	Питання	Відповіді	код	<input checked="" type="checkbox"/>	№	Питання	Відповіді	код	<input checked="" type="checkbox"/>
1	Яка пасова передача має більший ККД?	Плоскопасова..... Клинопасова..... 3 натяжним роликом..... 3 круглим пасом..... Всі мають однаковий ККД.....	1 2 3 4 5	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>	7	Яке з відношень є корисною напругою?	F_o / A F_t / A $E(\delta / D)$ E_v / A $F_t / F_1 + F_2$	1 2 3 4 5	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>
2	Які плоскі паси найбільш часто використовують в машинах?	Шкіряні..... Бавовняні..... Гумотканинні..... Шерстяні..... Із синтетичних матеріалів.....	1 2 3 4 5	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>	8	Від чого залежить втомлена руйнація паса?	Від попадання абразивних матеріалів на робочу поверхню паса?..... Від його пробуксовки..... Від його перегріву..... Від його циклічного згину при огинанні шківів..... Від попереднього натягу.....	1 2 3 4 5	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>
3	При яких швидкостях паса можна не враховувати вплив відцентрових сил на пасову передачу?	До 15 м/с..... До 15-25 м/с..... Вище 25 м/с..... До 5 м/с..... При всіх можливих.....	1 2 3 4 5	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>	9	Як зміниться довговічність паса при збільшенні міжосьової відстані, якщо інші умови залишаються сталими?	Збільшиться..... Зменшиться..... Не змінюється..... Зміниться на половину заданого терміну роботи..... При малих потужностях.....	1 2 3 4 5	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>
4	Яке передаточне число може мати одноступінчаста плоскопасова передача без натяжного ролика?	До 4..... 6..... 8..... 10..... Вище 10	1 2 3 4 5	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>	10	Визначити обертальний момент на вихідному валу привода ($T_4, \text{Н} \cdot \text{м}$) за даними: $P_{\text{дв}}=3 \text{ кВт}$; $n_{\text{дв}}=800 \text{ об/хв}$; $D_1=50 \text{ мм}$; $D_2=100 \text{ мм}$; $z_1=25$; $z_2=75$; $z_3=25$; $z_4=50$; $\eta_{\text{пас}}=0,96$; $\eta_{\text{зп}}=0,98$; $\eta_{\text{пп}}=0,99$.	213 233 365 326 712	1 2 3 4 5	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>
5	Яка вітка відкритої пасової передачі бере на себе при роботі найбільші навантаження?	Ведуча..... Ведена..... Обидві..... На 50% ведуча..... На 50% ведена.....	1 2 3 4 5	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>					
6	Назвіть формулу для визначення навантаження на вали та опори пасової передачі	$F_o + F_t / 2 + F_v$ $F_o - F_t / 2 + F_v$ $2F_o \cos \beta / 2$ $F_o + F_v$ $F_1 - F_2$	1 2 3 4 5	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>					

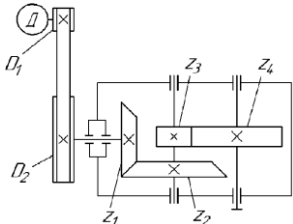
Білет №9

№	Питання	Відповіді	код	<input checked="" type="checkbox"/>	№	Питання	Відповіді	код	<input checked="" type="checkbox"/>
1	За характером робочого процесу і призначенню до якого класу машин можна віднести токарний верстат?	Машини – двигуни Машини - перетворювачі..... Робочі машини..... Електронно обчислювальні машини..... Машини – роботи.....	1 2 3 4 5	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>	7	Який вид пасових передач отримав найбільше розповсюдження в сучасних машинах?	Плоскопасові Клинопасові з нормальним перерізом.. Поліклинопасові..... 3 вузьким клиновим пасом..... 3 плоским пасом і натяжним роликом..	1 2 3 4 5	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>
2	Вкажіть головний критерій робото здатності деталей загального призначення	Міцність..... Жорсткість..... Зносостійкість..... Теплостійкість..... Вібростійкість.....	1 2 3 4 5	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>	8	Як називається спрацювання деталей машин при дії високих контактних напруг і швидкості?	Корозійно – механічне спрацювання.. Водневе спрацювання..... Механічне спрацювання..... Молекулярно – механічне спрацювання..... Втомне спрацювання.....	1 2 3 4 5	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>
3	Як називається розрахунок, при якому визначають розмірні параметри деталей	Перевірний розрахунок..... Основний розрахунок..... Розрахунок на зносостійкість..... Кінцевий розрахунок..... Проектний розрахунок.....	1 2 3 4 5	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>	9	Визначити допустиме число пробігів паса в 1 сек. для середньо швидкісних плоскопасових передач	5 10 11...20 Вище 20 120	1 2 3 4 5	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>
4	Яка кількість циклів навантаження елементів(деталей), вважаються короткочасно діючими і відповідно цьому проводять розрахунки на статичну міцність?	$n_q \leq 100$ $n_q \geq 5 \cdot 10^4$ $n_q \leq 5 \cdot 10^4$ $n_q \geq 5 \cdot 10^8$ n_q - необмежена.....	1 2 3 4 5	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>	10	Визначити потужність на вихідному валу привода (P_4 ,кВт) за даними: $P_{дв}=3,5$ кВт; $n_{дв}=700$ об/хв; $D_1=75$ мм; $D_2=150$ мм; $z_1=27$; $z_2=81$; $z_3=30$; $z_4=60$; $\eta_{пас}=0,96$; $\eta_{зп}=0,98$; $\eta_{шп}=0,99$.	2,13 2,33 3,07 3,26 7,12	1 2 3 4 5	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>
5	Як розрізняють тертя за станом поверхневого шару тіл при наявності мастила, яке відповідає об'ємним властивостям	Короткочасне тертя..... Граничне тертя..... Знакозмінне тертя..... Сухе тертя..... Рідинне тертя.....	1 2 3 4 5	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>					
6	До яких швидкостей ковзання v_s (м/с) і великих діаметрів коліс використовують чавун (СЧ15, СЧ18) при виготовленні черв'ячних коліс	30 2 6 10 18	1 2 3 4 5	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>					

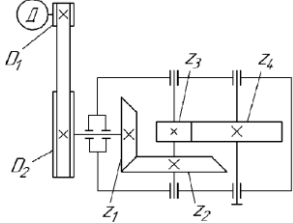
Білет №10

№	Питання	Відповіді	код	<input type="checkbox"/>	№	Питання	Відповіді	код	<input type="checkbox"/>
1	Як розраховують нерухомі осі на міцність?	Тільки на згин..... Тільки на кручення..... На спільну дію згину і кручення..... На розтяг..... Всі відповіді не вірні.....	1 2 3 4 5	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>	7	Яке шпоночне з'єднання використовуються для передачі великих обертальних моментів з змінним режимом роботи	Врізне..... Тангенціальне..... Фрикційне..... Призматичне..... Спеціальне.....	1 2 3 4 5	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>
2	По формулі $d = \sqrt[3]{\frac{T}{0,2[\tau]_k}}$ розраховують...	Нерухомі осі..... Рухомі осі..... Вали передач..... Трансмісійні вали..... Корінні вали.....	1 2 3 4 5	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>	8	Які матеріали використовують для виготовлення шпонок?	Вуглецеві сталі..... Чавун..... Латунь..... Бронза..... Твердосплавні сталі.....	1 2 3 4 5	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>
3	По якій формулі проводить перевірений розрахунок валів передач?	$\sigma_{\text{зг}} = \frac{M_{\text{зг}}}{0,1d^3} \leq [\sigma]_{\text{зг}}$ $\tau_k = \frac{T}{0,2d^3} \leq [\tau]_k$ $\sigma_e = \frac{M_e}{0,1d^3} \leq [\sigma]_{\text{зг}}$ $\sigma_e = \sqrt{\sigma_p^2 + 4\tau_k^2} \leq [\sigma]$ $\sigma_e = F/A \leq [\sigma]$	1 2 3 4 5	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>	9	Назвіть основну перевагу зубчастого з'єднання по зрівнянню з шпонковим	Велика навантажувальна здатність... Краща центровка з'єднуваних деталей. Менша довжина маточини..... Передають обертальний момент..... Всі відповіді не вірні.....	1 2 3 4 5	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>
4	По формулі $n \geq [n]$ проводять розрахунок ...	на статичну міцність осей..... на статичну міцність валів..... на втомну міцність осей..... на втомну міцність валів..... циклічне навантаження валів.....	1 2 3 4 5	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>	10	Визначити обертальний момент на вихідному валу привода (Т ₄ , Н·м) за даними: Р _{дв} =4 кВт; n _{дв} =600об/хв; D ₁ =100мм; D ₂ =200мм; z ₁ =29; z ₂ =87; z ₃ =35; z ₄ =70; η _{пас} =0,96; η _{зп} =0,98; η _{пп} =0,99. 	213 233 400 326 670	1 2 3 4 5	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>
5	Яка умова жорсткості валів на згин?	$f \leq [f]$ $\theta \leq [\theta]$ $n \geq [n]$ $\sigma_m = 0$ $\sigma_a = \sigma_{\text{зг}}$	1 2 3 4 5	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>					
6	Назвіть тип шпонки яка, найбільш підходить для вихідного вала з конічною поверхнею	Призматична з плоским торцем..... Призматична з закругленим торцем... Сегментна..... Клинова без голівки..... Спеціальна.....	1 2 3 4 5	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>					

Білет №11

№	Питання	Відповіді	код	<input checked="" type="checkbox"/>	№	Питання	Відповіді	код	<input checked="" type="checkbox"/>
1	Як називається підшипник, що сприймає осьове навантаження?	Радіальний..... Радіальноупорний..... Упорний..... Упорнорадіальний..... Вібраційний.....	1 2 3 4 5	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>	7	Чи змінюють за допомогою муфти кутову швидкість одного вала відносно іншого?	Змінюють..... Ні..... На 50%..... Тільки в момент пуску машини..... В машинах спеціального призначення..	1 2 3 4 5	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>
2	Визначити номер підшипника з внутрішнім діаметром 110 мм, який сприймає радіальне і осьове навантаження	322 4322 7322 6311 8422	1 2 3 4 5	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>	8	Вкажіть муфти, які компенсують осьові, радіальні та кутові похибки з'єднаних валів	Фланцеві..... Повздожньо-свертні..... Зубчасті..... Кулачкові..... Фрикційні.....	1 2 3 4 5	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>
3	Який внутрішній діаметр (мм) має підшипник 302?	0,2 10 15 302 30	1 2 3 4 5	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>	9	Які муфти можна включати на ходу при обертанні ведучого вала з великою кутовою швидкістю?	Кулачкові..... Фрикційні..... З пружними елементами..... Запобіжні муфти..... Обгонні муфти.....	1 2 3 4 5	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>
4	Як класифікують підшипники кочення по характеру навантаження, для сприйняття якого вони призначені?	Особливо легка, легка, середня широка, тяжка серія..... Радіальні, радіальноупорні, упорні, упорно – радіальні..... Кулькові, роликові, і т.д..... Самовстановлюючі, несамовстановлюючі.. Однорядні, двухрядні, чотирьохрядні.....	1 2 3 4 5	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>	10	Визначити потужність на вихідному валу привода (P_4 , кВт) за даними: $P_{дв}=2$ кВт; $n_{дв}=1000$ об/хв; $D_1=100$ мм; $D_2=200$ мм; $z_1=21$; $z_2=63$; $z_3=15$; $z_4=30$; $\eta_{пас}=0,96$; $\eta_{зп}=0,98$; $\eta_{пп}=0,99$.	1,79 2,96 2,79 2,13 3,73	1 2 3 4 5	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>
5	Вал підшипникового вузла має колову швидкість 5 м/с. При роботі виникає перекис кілець підшипників - $2^\circ 35'$. Який з підшипників можна використовувати для даного вузла (основне навантаження радіальне)?	Радіальний кульковий однорядний..... Радіальний кульковий дворядний сферичний..... Роликовий конічний..... Роликовий з витими роликами... Упорний кульковий.....	1 2 3 4 5	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>					
6	Назвіть матеріали (без уточнення марки) для виготовлення кулачково-дискових муфт.	Чавун..... Сталь..... Бронза..... Латунь..... Текстоліт.....	1 2 3 4 5	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>					

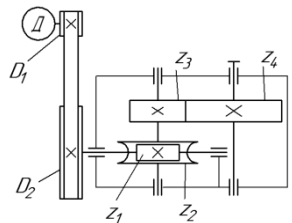
Білет №12

№	Питання	Відповіді	код	<input checked="" type="checkbox"/>	№	Питання	Відповіді	код	<input checked="" type="checkbox"/>
1	Яку різьбу слід вибирати при проектуванні важко навантаженого вузла кріплення (без уточнення осевого навантаження, діаметра і кроку різьби)?	Метричну..... Дюймову..... Прямокутну..... Трапецеїдальну..... Упорну.....	1 2 3 4 5	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>	7	Який вид нероз'ємного з'єднання сталених деталей має в теперішній час найбільше розповсюдження?	Заклепкове..... Зварне..... Клейове..... Комбінований..... Одержаного за допомогою лиття...	1 2 3 4 5	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>
2	Чи можна для виготовлення гвинтів (болтів, шпильок) використовувати чавун?	Можна..... Неможна..... В деяких випадках..... При роботі з'єднання без вібрації.. Можна при дії сил розтягу.....	1 2 3 4 5	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>	8	Вкажіть найбільш просту конструкцію зварного з'єднання.	Нахлестне..... Стикове..... Таврове..... Кутове..... З накладками.....	1 2 3 4 5	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>
3	Вкажіть формулу проектного розрахунку для напруженого болтового з'єднання при відсутності послідууючої зтяжки	1) $1,13 \sqrt{\frac{F}{[\sigma]_p}}$; 2) $1,13 \sqrt{\frac{F_p}{[\sigma]_p}}$; 3) $1,13 \sqrt{\frac{F_0}{[\sigma]_p}}$; 4) $1,13 \sqrt{\frac{F_3}{[\sigma]_p}}$; 5) $1,13 \sqrt{\frac{F_r}{[\sigma]_{3p} i}}$.	1 2 3 4 5	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>	9	Чому дорівнює допустима напруга для нахлесного шва при дії осевої розтягуючої сили, виконаною ручною дуговою зваркою, електродом марки Е 50	$[\sigma]_p$ $0,9[\sigma]_p$ $0,65[\sigma]_p$ $0,6[\sigma]_p$ $2[\sigma]_p$	1 2 3 4 5	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>
4	Назвіть залежність для визначення висоти нормальної стандартної гайки	$H = 1,2d$ $H = 0,8d$ $H = d + 0,5p$ $H = F / \pi l_1$ $H = \sum F / r$	1 2 3 4 5	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>	10	Визначити обертальний момент на вихідному валу привода (Т ₄ , Н·м) за даними: Р _{дв} =2,5 кВт; n _{дв} =900об/хв; D ₁ =75мм; D ₂ =150мм; z ₁ =23; z ₂ =69; z ₃ =20; z ₄ =40; η _{пас} =0,96; η _{зп} =0,98; η _{пн} =0,99.	186 285 279 213 373	1 2 3 4 5	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>
5	Для яких валів застосовують варіант монтажу радіально-упорних підшипників «у розпір»	Для довгих..... Для коротких..... Для колінчастих..... Для кулачкових..... Для ексцентрикових.....	1 2 3 4 5	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>					

6	Який спосіб зварювання рекомендується використовувати для нахлестного зварювання товстих сталених листів?	Газову.....	1	<input type="checkbox"/>	
		Електродугову.....	2	<input type="checkbox"/>	
		Контактну.....	3	<input type="checkbox"/>	
		Зварювання під флюсом.....	4	<input type="checkbox"/>	
		Зварювання в середовищі інертних газів...	5	<input type="checkbox"/>	

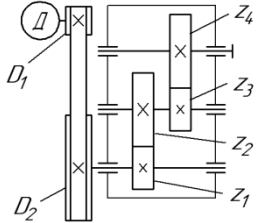
Білет №13

№	Питання	Відповіді	код	<input checked="" type="checkbox"/>	№	Питання	Відповіді	код	<input checked="" type="checkbox"/>
1	Від чого залежить втомне руйнування пасів?	Від попадання абразивних матеріалів на робочу поверхню пасів..... Від його пробуксовки..... Від його перегріву..... Від його циклічного згину при оббіганні шківів..... Від попереднього натягу.....	1 2 3 4 5	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>	7	Що називається корисною напругою?	F_0 / A F_t / A $E(\delta / D)$ E_v / A $F_1 - F_2$	1 2 3 4 5	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>
2	Як зміниться довговічність пасів при збільшенні міжосьової відстані, якщо інші умови залишаються без змін.	Збільшиться..... Зменшиться..... Не зміниться..... Зміниться частково..... Зміниться тільки для закритих передач...	1 2 3 4 5	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>	8	По якій допустимій напрузі в пасі проектується пасова передача?	$[\sigma]_0$ $[\sigma]_t$ $[\sigma]_v$ $[\sigma]_{32}$ $[\sigma]$	1 2 3 4 5	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>
3	Визначити допустиме число пробігів пасів в одну секунду для середньошвидкісних плоскостасових передач.	5..... 10..... 11-20..... Вище 20..... Не обмежується пробіг пасів.....	1 2 3 4 5	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>	9	Які плоскі паси найбільш використовують в машинах?	Шкіряні..... Бавовняні..... Прогумовані..... Шерстяні..... Синтетичні.....	1 2 3 4 5	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>
4	В чому полягає розрахунок на тягову здатність клинопасових передач?	У визначенні площі поперечного перерізу пасів A_0 У визначенні оптимального корисного навантаження F_{t0} У визначенні потрібного числа клинових пасів z У визначенні числа пробігів пасів за 1 секунду..... У визначенні розрахункової площі поперечного перерізу пасів.....	1 2 3 4 5	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>					
5	Який вираз забезпечує зменшення напруг згину в пасі пасової передачі?	σ_e / A δ / d_{\min} v / L F_t / A P / v	1 2 3 4 5	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>					

6	Назвіть залежність для визначення навантаження на вали і опори в пасовій передачі	$F_0 + F_t / 2 + F_v$	1	<input type="checkbox"/>	10	Визначити потужність на вихідному валу привода (P_4 ,кВт) за даними: $P_{дв}=3$ кВт; $n_{дв}=800$ об/хв; $D_1=50$ мм; $D_2=100$ мм; $z_1=1$; $z_2=75$; $z_3=25$; $z_4=50$; $\eta_{пас}=0,96$; $\eta_{зп}=0,98$; $\eta_{пп}=0,99$, $\eta_{чп}=0,8$	1,86 2,96 2,19 2,13 3,73	1	<input type="checkbox"/>
		$F_0 - F_t / 2 + F_v$	2	<input type="checkbox"/>				2	<input type="checkbox"/>
		$2F \cos \beta / 2$	3	<input type="checkbox"/>				3	<input type="checkbox"/>
		$2F_0 \cdot \varphi_0$	4	<input type="checkbox"/>				4	<input type="checkbox"/>
		$F_t / 2F_0$	5	<input type="checkbox"/>				5	<input type="checkbox"/>
									

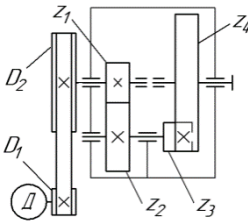
Білет №14

№	Питання	Відповіді	код	<input checked="" type="checkbox"/>	№	Питання	Відповіді	код	<input checked="" type="checkbox"/>
1	Розрахунок зубів на втому при згині виконують для того, щоб:	Запобігти появі залишкової деформації зубів.....	1	<input type="checkbox"/>	7	Вкажіть головний критерій роботоздатності зубчастих передач	Жорсткість.....	1	<input type="checkbox"/>
		Запобігти крихкої поломки зубів.....	2	<input type="checkbox"/>			Надійність.....	2	<input type="checkbox"/>
		Запобігти втомної поломки зубів.....	3	<input type="checkbox"/>			Теплостійкість.....	3	<input type="checkbox"/>
		Запобігти пластичної деформації зубів...	4	<input type="checkbox"/>			Міцність.....	4	<input type="checkbox"/>
		Запобігти відшарування поверхневих шарів зубів.....	5	<input type="checkbox"/>			Коефіцієнт корисної дії.....	5	<input type="checkbox"/>
2	Розрахунок активних поверхонь зубів на контактну втому виконують для того, щоб:	Запобігти абразивного спрацювання зубів.....	1	<input type="checkbox"/>	8	Вкажіть формулу для визначення зведеного коефіцієнта тертя гвинта з метричною різьбою:	$f' = \frac{f}{\cos 30^\circ}$	1	<input type="checkbox"/>
		Запобігти заїдання зубів у зоні їх контакту.....	2	<input type="checkbox"/>			$f' = \frac{f}{\cos 60^\circ 30'}$	2	<input type="checkbox"/>
		Запобігти втомного викришування активних поверхонь.....	3	<input type="checkbox"/>			$f' = \frac{f}{\cos 55^\circ}$	3	<input type="checkbox"/>
		Всі відповіді вірні.....	4	<input type="checkbox"/>			$f' = \frac{f}{\cos 60^\circ}$	4	<input type="checkbox"/>
		Щоб визначити величину контактних напруг.....	5	<input type="checkbox"/>			$f' = \frac{f}{\cos 300^\circ}$	5	<input type="checkbox"/>
3	Який із приведених заходів впливає на запобігання викришування активних поверхонь	Зміна способу і технології виготовлення.	1	<input type="checkbox"/>	9	Який гвинт задовольняє умовам самогальмування, якщо коефіцієнт тертя у гвинтовій парі $f=0,1$	Гвинт преса, який має кут нахилу різьби 12°	1	<input type="checkbox"/>
		Підвищення твердості зубчастих коліс термообробкою.....	2	<input type="checkbox"/>			Гвинт домкрата, який має кут нахилу різьби 6°	2	<input type="checkbox"/>
		Формування зубів шляхом пластичного деформування.....	3	<input type="checkbox"/>			Ходовий гвинт токарного станка, який	3	<input type="checkbox"/>

	зубів?	Підвищення точності виготовлення зубчастих коліс..... Всі відповіді вірні.....	4 5	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>			має кут нахилу різьби 8° Гвинт різьбової стяжки, який має кут нахилу різьби 2°30' Всі відповіді вірні.....	4 5	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>	
4	Для запобігання поломки зубів необхідно виконати заходи:	Збільшити модуль зубів..... Використати мастила із відповідними властивостями..... Додатне зміщення при нарізуванні зубів..... Збільшити коефіцієнт концентрації навантаження..... Забезпечити термообробку зубчастих коліс	1 2 3 4 5	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>			Визначити потужність на вихідному валу привода (P ₄ ,кВт) за даними: P _{дв} =2 кВт; n _{дв} =1000об/хв; D ₁ =100мм; D ₂ =200мм; z ₁ =21; z ₂ =63; z ₃ =15; z ₄ =30; η _{пас} =0,96; η _{зп} =0,98; η _{пт} =0,99, 	1,75 1,5 2,2 1,79 2,01	1 2 3 4 5	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>
5	Які профілі клинових пасів використовують для передачі потужності до 2 кВт?	О і А Б В Б і В О	1 2 3 4 5	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>						
6	Як називається розрахунок закритих зубчастих коліс по контактних напругах?	Розрахунок на довговічність.... Проектний розрахунок..... Розрахунок на надійність..... Перевірний розрахунок..... Розрахунок на зносостійкість...	1 2 3 4 5	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>						

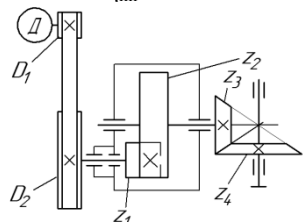
Білет №15

№	Питання	Відповіді	код	<input checked="" type="checkbox"/>	№	Питання	Відповіді	код	<input checked="" type="checkbox"/>
1	Які фактори впливають на втомне руйнування пасів?	Буксування пасів..... Довжина пасів..... Попадання абразивних матеріалів..... Циклічний згин при оббіганні шківів..... Температура, яка виникає у пасі протягом роботи.....	1 2 3 4 5	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>	7	Щоб впевнитись у правильному виборі зубів Z1, Z2 і модуля m треба перевірити міцність зубів...	На контактну втому На втому при згині..... На контактну міцність при дії максимального навантаження.. На напруги стиску..... На згин максимальним навантаженням.....	1 2 3 4 5	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>
2	Що є кінцевою метою розрахунку на тягову здатність клинопасових передач?	Визначення площини поперечного перерізу пасів А Визначення допустимої корисної напруги [σ] _к Визначення максимальної напруги σ _{max} у перерізі пасів..... Визначення потрібного числа Z клинових пасів Визначення числа пробігів пасів за секунду.....	1 2 3 4 5	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>	8	За якою формулою проводять перевірний розрахунок на контактну міцність косозубої передачі?	$\sigma_i = \frac{340}{a} \sqrt[3]{\frac{T_1 (u \pm 1)^3}{b \cdot u \psi_{da}}}$ $\sigma_i = Z_H \cdot Z_M \cdot Z_E \sqrt{\left(\frac{W_{Ht}}{d_1}\right) \left[\frac{(u \pm 1)}{u}\right]}$ $\sigma_i = (u \pm 1) \sqrt[3]{\left[\frac{340}{[\sigma]_i}\right]^2 \frac{T_1}{\psi_{da} u}}$ $\sigma_i = \frac{2T_2 K_{H\beta} \cos \beta}{\psi_{da} Y_F Z_m^3}$ $\sigma_i = \frac{Y_F W_{Ft}}{m}$	1 2 3 4 5	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>
3	Вкажіть величину допустимого кута обхвату пасом меншого шківів плоско пасової передачі [α]	≥ 150° ≥ 120° ≥ 45° ≥ 180° ≥ 100°	1 2 3 4 5	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>					<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>
4	Що називається корисною	Відношення F ₀ /A	1	<input type="checkbox"/>					<input type="checkbox"/>

5	Косозубої передачі?	Обидва стандартними.....	3	10	п'яти, якщо d=75 мм (основне навантаження - осьове)	7315	3	
		Обидва не стандартними.....	4			60315	4	
		m_m	5			1315	5	
		$\sigma_{\max} + \sigma_{\min} / 2$	1			Визначити обертальний момент на вихідному валу привода ($T_4, \text{Н}\cdot\text{м}$) за даними:	1	
		$\tau_{\max} + \tau_{\min} / 2$	2			$P_{\text{дв}}=2 \text{ кВт}; n_{\text{дв}}=1000 \text{ об/хв};$ $D_1=100 \text{ мм}; D_2=200 \text{ мм};$ $z_1=21; z_2=63; z_3=15; z_4=30;$ $\eta_{\text{пас}}=0,96; \eta_{\text{зп}}=0,98;$ $\eta_{\text{мп}}=0,99.$	2	
6	Який внутрішній діаметр має підшипник 202?	$\sigma_{\min} / \sigma_{\max}$	3			400	3	
		$\sigma_{\max} + \sigma_{\min}$	4			326	4	
		$\sigma_{\text{гран}} / n$	5			423	5	
		0,2 мм	1					
		10 мм	2					
		15 мм	3					
		202 мм	4					
		20 мм	5					

Білет №17

№	Питання	Відповіді	код	№	Питання	Відповіді	код
1	Як розраховують нерухомі осі на міцність?	На згин..... На кручення..... На сумісну дію згину і кручення.... На зминання....	1 2 3 4	7	Вкажіть випадок рідинного тертя:	Тертя при повній відсутності мастила Тертя, при якому менше половини поверхонь, які труться, покриті мастилом Тертя, при якому більше половини поверхонь, які труться, покриті мастилом.... Тертя, при якому поверхні, які труться, повністю розділені шаром мастила Тертя при періодичному змащуванні...	1 2 3 4 5
2	За формулою $d = \sqrt[3]{\frac{T}{0,2 \cdot [\tau]}}$ розраховують....	Нерухомі осі..... Рухомі осі..... Вали передач..... Трансмісійні вали..... Всі відповіді рівні.....	1 2 3 4 5	8	Що можна віднести до основної переваги черв'ячної передачі порівняно з іншими механічними передачами?	Порівняно не високий ККД.... Можливість реалізувати велике передаточне число в одній ступіні..... Складність виготовлення і чутливість до неточності монтажу..... Низька несуча здатність..... Малі габарити.....	1 2 3 4 5
3	За якою формулою проводять перевірний розрахунок валів передачі?	$\sigma_{3\epsilon} = \frac{M_{3\epsilon}}{0,1d^3} \leq [\sigma]_{3\epsilon}$ $\tau_{кр} = \frac{T}{0,2d^3} \leq [\tau]_{кр}$ $\sigma_{екв} = \frac{M_{екв}}{0,1d^3} \leq [\sigma]_{3\epsilon}$ $\sigma_{екв} = \sqrt{\sigma_p^2 + 4\tau_{кр}^2} \leq [\sigma]$	1 2 3 4	9	Вкажіть формули, за допомогою яких	$u = \pi d_1 \text{tg} \gamma$ $u = m z$	1 2

	залишаються незмінними?					неточності монтажу..... Низький ККД.....	4 5	
4	Наявність якої сили у зачепленні косозубих коліс обмежує їх використання із кутом нахилу лінії зубців $> 20^\circ$?	F_n F_r F_a F_t F_l	1 2 3 4 5					
5	Який параметр зубів має найбільший вплив на напруги згину?	Кут зачеплення α Кут нахилу зубів β Модуль зубчастих коліс m Осьовий крок зубів p_x Нормальний крок p_n	1 2 3 4 5					
6	З якою метою роблять заміну косозубих циліндричних коліс еквівалентними прямозубими?	Для визначення коефіцієнта перекриття зубчастих коліс..... Для визначення зведеного радіуса кривизни профілів зубців..... Для визначення сумарної довжини лінії контакту зубів у зачепленні..... Для розрахунку зубів зубчастих передач на міцність.. Щоб узгодити між собою m_n і m_t	1 2 3 4 5					
10	Визначити обертальний момент на вихідному валу привода ($T_4, \text{Н}\cdot\text{м}$) за даними: $P_{\text{дв}}=3 \text{ кВт}$; $n_{\text{дв}}=800 \text{ об/хв}$; $D_1=50 \text{ мм}$; $D_2=100 \text{ мм}$; $z_1=25$; $z_2=75$; $z_3=25$; $z_4=50$; $\eta_{\text{пас}}=0,96$; $\eta_{\text{зп}}=0,98$; $\eta_{\text{мп}}=0,99$.		213 233 385 326 142,3	1 2 3 4 5				

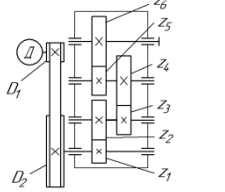
Білет №19

№	Питання	Відповіді	код	№	Питання	Відповіді	код
1	Чому для вкладишів підшипників ковзання вибирають сплави кольорових металів?	Для більш щільної посадки..... Для утримання в корпусі підшипника..... Для виконання підшипників нероз'ємними. Для зменшення тертя пари вал (вісь) – вкладиш..... Вони краще обробляються точенням.....	1 2 3 4 5	7	Назвіть умову міцності нахлестного зварного з'єднання	$F / 0,7kL_{\text{ш}} \leq [\tau']_{\text{зп}}$ $F / \delta \cdot l_{\text{ш}} \leq [\sigma]_p$ $F / A_{\text{зс}} \leq [\tau]_{\text{зс}}$ $F = \delta \cdot l_{\text{ш}} [\tau]$ $F = 1,4kl_{\text{ш}} [\tau']_{\text{зп}}$	1 2 3 4 5
2	За якою умовою розраховують підшипники ковзання, які працюють в умовах граничного тертя	$K_n(R_{z1} + R_{z2})$ $F_r(d \cdot l) \leq [p]$ $p \cdot v \leq [p \cdot v]$ $v = \omega \cdot R$ $(d^3 - d_0^3) / (d^2 - d_0^2)$	1 2 3 4 5	8	Який модуль може бути прийнятий стандартним в конічній передачі?	m_m m_e Обидва Не один..... Початковий.....	1 2 3 4 5
3	Який вираз використовують для розрахунку коефіцієнта запасу втомної міцності валів?	$\psi_\sigma = (2\sigma_{-1} - \sigma_0) / \sigma_0$ $\psi_\tau = (2\tau_{-1} - \tau_0) / \tau_0$ $\sigma_{\text{зс}} = M_{\text{зс}} / W_{\text{зс}}$ $n = n_\sigma \cdot n_\tau / \sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}$	1 2 3 4	9	Яка розмірність коефіцієнта тертя, ковзання f	КГ..... Н..... МПа.....	1 2 3

		$[f] = (0,01 \dots 0,03)m$	5				М.....	4	
							Безрозмірний.....	5	
4	Зубчасті (шліцьові) з'єднання перевіряють по умові міцності на...	згин кручення зминання розтяг зріз	1 2 3 4 5						
5	Яке призначення самокерованих муфт?	Для з'єднання і роз'єднання валів на ходу.. Для передачі обертального моменту в одному напрямку..... Для своєчасної зупинки..... Для здійснення реверсу..... Для регулювання обертального моменту....	1 2 3 4 5						
6	Назвіть умову самогальмування в різьбі без врахування тертя на торці гайки	$F_t < F \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \varphi)$ $\varphi < \gamma$ $f \approx 0,3$ $F = A \cdot \sigma_{зм}$ $\operatorname{tg}(\gamma - \varphi) > 0$	1 2 3 4 5						
					10	Визначити потужність на вихідному валу привода ($P_5, \text{кВт}$) за даними: $P_{дв}=3,5 \text{ кВт}$; $n_{дв}=700 \text{ об/хв}$; $D_1=75 \text{ мм}$; $D_2=150 \text{ мм}$; $z_1=27$; $z_2=81$; $z_3=30$; $z_4=60$; $z_5=20$; $z_6=40$; $\eta_{пас}=0,96$; $\eta_{зп}=0,98$; $\eta_{пп}=0,99$.	2,13 2,33 4,00 3,01 1,42	1 2 3 4 5	

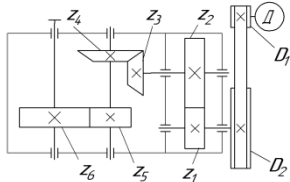
Білет №20

№	Питання	Відповіді	код	№	Питання	Відповіді	код
1	У скільки разів зведений коефіцієнт тертя у клинопасовій передачі більше, чим у плоскостасовій, якщо кут профілю паса $\varphi = 40^\circ$	~1,5 ~2,5 ~3 ~3,5 ~5	1 2 3 4 5	7	Які сили виникають у зачепленні косозубих коліс?	F_0 F_v $F_t; F_a; F_r$ $F_1; F_2$ F_Σ	1 2 3 4 5
2	Вкажіть величину допустимого кута обхвату пасом меншого шківa у клинопасовій передачі $[\alpha]$	$\geq 165^\circ$ $\geq 120^\circ$ $\geq 90^\circ$ $\geq 110^\circ$ $\geq 180^\circ$	1 2 3 4 5	8	З якою метою розробляють заміну конічної передачі еквівалентною циліндричною передачею	Щоб зменшити міжосьовий кут $\Sigma = \delta_1 + \delta_2$ Щоб визначити кути при вершині ділительних конусів δ_1 і δ_2 Щоб розрахувати радіальний зазор С... Щоб спростити розрахункові залежності для оцінки міцності зубів конічних передач.. Щоб розрахувати передаточне число еквівалентної передачі u_v	1 2 3 4 5
3	Що визиває втомне руйнування паса?	Буксування паса..... Довжина паса..... Попадання абразивних матеріалів..... Циклічний згин при оббіганні шківa.. Всі відповіді вірні.....	1 2 3 4 5				

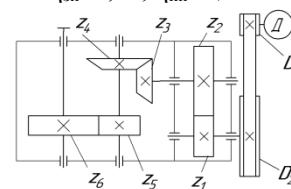
4	Основне розповсюдження одержали паси трапецієвидного перерізу з кутом профілю φ	34° 36° 40° 42° 48°	1 2 3 4 5			9	В чому полягає суть розрахунку черв'яка на жорсткість?	Забезпечення умови $t_m \leq [t]_m$ Забезпечення умови $y \leq [y]$ Забезпечення умови $m \leq [m]$ Забезпечення умови $\gamma \leq [\gamma]$ Забезпечення умови самогальмування...	1 2 3 4 5	
5	Які ступені точності використовують для зубчастих передач загального машинобудування?	2...4 4...6 6...9 10 11...12	1 2 3 4 5			10	Визначити обертальний момент на вихідному валу привода (Т ₅ , Н·м) за даними: Р _{дв} =4кВт; n _{дв} =600об/хв.; D ₁ =100мм; D ₂ =200мм; z ₁ =29; z ₂ =87; z ₃ =35; z ₄ =70; z ₅ =15; z ₆ =30; η _{пас} =0,96; η _{зп} =0,98; η _{пп} =0,99.	213,0 233,5 1400,0 326,5 1326,3	1 2 3 4 5	
6	З якою метою роблять заміну косозубих циліндричних коліс еквівалентними прямозубими?	Для збільшення сумарного числа зубів $z_{\Sigma} = z_1 + z_2$ Для узгодження модулів m_n і m_t Для обмеження кута нахилу зубів α ... Для розрахунку на міцність зубів косозубих передач Для збільшення коефіцієнта торцевого перекриття ε_a	1 2 3 4 5							

Білет №21

№	Питання	Відповіді	код		№	Питання	Відповіді	код	
1	Призначення механічних передач	Встановлення рівноваги між двигуном і робочим органом Виробляти енергію Сприймати енергію Затрачувати енергію на подолання зовнішніх сил, безпосередньо пов'язаних з процесом виготовлення Перетворювати швидкість, крутний момент, напрям обертання	1 2 3 4 5		7	По якому колу частіше вимірюють крок зубців	d_{a1} d_f D_2 d_{a2} d_1	1 2 3 4 5	
2	Як класифікують зубчасту передачу за принципом передачі руху?	Тертям Зачепленням Безпосередньо контактом деталей, сидячих на ведучому та веденому валах Передача з гнучким зв'язком За зміною швидкості обертання зубчастих коліс	1 2 3 4 5		8	По якій формулі виконують перевірний розрахунок циліндричної передачі на згин?	1) $Y_F Y_{\varepsilon} Y_{\beta} \frac{\sigma_{Ft}}{m_n}$; 2) $K_m \sqrt{\frac{M_2 K_{F\beta} Y_F}{u z_1^2 \psi_{bd} [\sigma]_F}}$; 3) $2M_2 / m z_1 \varphi$; 4) $Y_F (F_t / 6m) k_{F\beta} k_{Fv}$; 5) $F_t k_m$	1 2 3 4 5	
					9	Який модуль використовують для розрахунку ділильного діаметра косозубої передачі?	m_n m_t По двом	1 2 3	

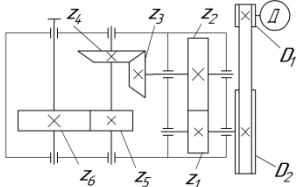
3	З якого матеріалу виготовляють котки тяжко завантажених швидкохідних закритих фрикційних передач?	З будь-якого матеріалу.....	1				По середньому модулю m_m	4		
		Сталь	2				По зовнішньому модулю m_e	5		
		Чавун.....	3							
		Бронза.....	4							
		Текстоліт і інші неметалічні матеріали...	5							
4	Як класифікують пасову передачу за принципом передачі руху?	Тертям.....	1				Визначити потужність на вихідному валу привода ($P_5, \text{кВт}$) за даними: $P_{\text{дв}}=2 \text{ кВт}$; $n_{\text{дв}}=1000 \text{ об/хв}$; $D_1=100 \text{ мм}$; $D_2=200 \text{ мм}$; $z_1=21$; $z_2=63$; $z_3=15$; $z_4=30$; $z_5=20$; $z_6=40$; $\eta_{\text{пас}}=0,96$; $\eta_{\text{зп}}=0,98$; $\eta_{\text{пп}}=0,99$.	1,74	1	
		Зачепленням.....	2					5,93	2	
		Безпосередньо контактом деталей, сидячих на ведучому та відомому валах.....	3					2,79	3	
		Передача з гнучким зв'язком.....	4					5,34	4	
		Рейкова передача.....	5					3,73	5	
5	Стандартні муфти підбирають	За величиною осевого зміщення валів...	1		10					
		За величиною радіального зміщення валів..	2							
		За величиною кутового зміщення валів...	3							
		За напрямом обертання валів.....	4							
		За обертним моментом і найбільшим діаметром з'єднаних валів.....	5							
6	Розрахувати міжосьову відстань (мм) прямозубої передачі, якщо $z_1 = 20$, $z_2 = 40$, $m = 5 \text{ мм}$	250	1							
		150	2							
		100	3							
		200	4							
		40	5							

10



Білет №22

№	Питання	Відповіді	код	№	Питання	Відповіді	код
1	Який модуль в косозубій передачі більший - нормальний чи торцевий?	m_n	1	7	Який вид пасових передач отримав найбільше розповсюдження в сучасних машинах?	Плоскопасові	1
		m_t	2			Клинопасові з нормальним перерізом..	2
		Рівні.....	3			Поліклинопасові.....	3
		$m_n = 0,5m_t$	4			З вузьким клиновим пасом.....	4
2	Яка розмірність коефіцієнта перекриття зубів ε_α	$m_t = 0,5m_n$	5	8	Як називається спрацювання деталей машин при дії високих контактних напруг і швидкостей?	З плоским пасом і натяжним роликом..	5
		Безрозмірний.....	1			Корозійно – механічне спрацювання..	1
		мм	2			Водневе спрацювання.....	2
		Па	3			Механічне спрацювання.....	3
3	Назвіть розповсюджені варіанти поєднання матеріалів для черв'ячної передачі	МПа	4	9	Назвіть основну перевагу зубчастих з'єднань по	Молекулярно – механічне спрацювання.....	4
		Градуси....	5			Втомне спрацювання.....	5
		Сталь-текстоліт.....	1				
		Вуглецевий сплав-чавун.....	2				
		Бронза-сталь.....	3				
		Сталь-бронза.....	4				
		Чавун-латунь.....	5				

4	Вкажіть формулу проектного розрахунку закритої черв'ячної передачі	$\frac{170}{z_2/q} \sqrt{M_{p2} \left(\frac{1+z_2/q}{a_w} \right)^3}$ $\left(1 + \frac{z_2}{q} \right)^3 \sqrt{M_{p2} \left(\frac{170}{z_2/q [\sigma]_H} \right)^2}$ $\frac{1,4 M_{p2} Y_F}{q z_2 m^3}$ $\sqrt[3]{\frac{1,4 M_{p2} Y_F}{q z_2 [\sigma]_F}}$ $\frac{d_2 \sin \alpha}{2 \cos \gamma}$	1 2 3 4 5		
5	Яка вітка відкритої пасової передачі бере на себе при роботі найбільші навантаження?	Ведуча..... Ведена..... Обидві..... На 50% ведуча..... На 50% ведена.....	1 2 3 4 5		
6	Назвіть формулу для визначення навантаження на вали та опори пасової передачі	$F_0 + F_t / 2 + F_v$ $F_0 - F_t / 2 + F_v$ $2 F_0 \cos \beta / 2$ $F_0 + F_v$ $F_t - F_2$	1 2 3 4 5		
10	Зрівнянню з шпонковими Визначити обертальний момент на вихідному валу привода (Т ₅ , Н·м) за даними: Р _{дв} =2,5 кВт; n _{дв} =900об/хв; D ₁ =75мм; D ₂ =150мм; z ₁ =23; z ₂ =69; z ₃ =20; z ₄ =40; z ₅ =25; z ₆ =50; η _{пас} =0,96; η _{зп} =0,98; η _{шп} =0,99. 	Краща центровка з'єднаних деталей. Менша довжина маточини..... Передають обертовий момент..... Всі відповіді не вірні.....	2 3 4 5	1 2 3 4 5	

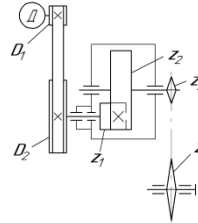
Білет №23

№	Питання	Відповіді	код	№	Питання	Відповіді	код
1	Як класифікують підшипник, що сприймає осьове навантаження?	Радіальний..... Радіальноупорний..... Упорний..... Упорнорадіальний..... Вібраційний.....	1 2 3 4 5	7	Вкажіть головний критерій роботоздатності зубчастих передач	Жорсткість..... Надійність..... Теплостійкість..... Міцність..... Коефіцієнт корисної дії.....	1 2 3 4 5
2	Визначити номер підшипника з внутрішнім діаметром D=110 мм, який сприймає радіальне і осьове навантаження	322 4322 7322 6311 8422	1 2 3 4 5	8	Виберіть формулу для визначення зведеного коефіцієнта тертя гвинта з метричною різьбою:	$f' = \frac{f}{\cos 30^\circ}$ $f' = \frac{f}{\cos 60^\circ 30'}$ $f' = \frac{f}{\cos 55^\circ}$ $f' = \frac{f}{\cos 60^\circ}$ $f' = \frac{f}{\cos 300^\circ}$	1 2 3 4 5
3	Назвіть формулу проектного розрахунку для напруженого болтового з'єднання при відсутності послідууючої затяжки	$1,13 \sqrt{\frac{F}{[\sigma]_p}}$ $1,13 \sqrt{\frac{F_p}{[\sigma]_p}}$	1 2 3				

9	<p>За яким виразом визначається довжина лінії контакту зубців у косозубих передачах?</p>	$l_{\Sigma} = 2b \cdot m$ $l_{\Sigma} = \frac{b \varepsilon_{\alpha}}{\cos \beta}$ $l_{\Sigma} = 2b$ $l_{\Sigma} = \left[1,88...3,2 \left(\frac{1}{Z_1} \right) \pm \left(\frac{1}{Z_2} \right) \right] \cos \beta$ $l_{\Sigma} = 2b + m$	<p>1</p> <p>2</p> <p>3</p> <p>4</p> <p>5</p>
10	<p>Визначити потужність на вихідному валу привода ($P_4, \text{кВт}$) за даними:</p> <p>$P_{\text{дв}} = 3 \text{ кВт}$; $n_{\text{дв}} = 800 \text{ об/хв}$; $D_1 = 50 \text{ мм}$; $D_2 = 100 \text{ мм}$; $z_1 = 25$; $z_2 = 75$; $z_3 = 25$; $z_4 = 50$; $\eta_{\text{пас}} = 0,96$; $\eta_{\text{л}} = 0,97$; $\eta_{\text{зп}} = 0,98$; $\eta_{\text{пп}} = 0,99$.</p>	<p>1,86</p> <p>2,93</p> <p>2,66</p> <p>5,34</p> <p>3,73</p>	<p>1</p> <p>2</p> <p>3</p> <p>4</p> <p>5</p>

Білет №24

<i>№</i>	<i>Питання</i>	<i>Відповіді</i>	<i>код</i>	
7	Назвіть умову міцності нахлестного зварного з'єднання	$F / 0,7kL_{III} \leq [\tau']_{zp}$	1	
		$F / \delta \cdot l_{III} \leq [\sigma]_p$	2	
		$F / A_{zc} \leq [\tau]_{zc}$	3	
		$F = \delta \cdot l_{III} [\tau]$	4	
		$F = 1,4kl_{III} [\tau']_{zp}$	5	
8	Який модуль може бути прийнятий стандартним в конічній передачі?	m_m	1	
		m_e	2	
		Обидва	3	
		Не один.....	4	
		Початковий.....	5	
9	В чому полягає суть розрахунку черв'яка на жорсткість?	Забезпечення умови $t_m \leq [t]_m$	1	
		Забезпечення умови $y \leq [y]$	2	
			3	

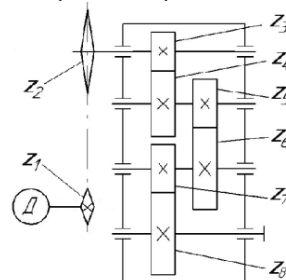
		$\sigma_{екв} = \frac{M_{екв}}{0,1d^3} \leq [\sigma]_{32}$ $\sigma_{екв} = \sqrt{\sigma_p^2 + 4\tau_{кр}^2} \leq [\sigma]$ $\sigma_{екв} = 0,418 \sqrt{\frac{F_n}{q} E_{36}}$	3 4 5				Забезпечення умови $m \leq [m]$ Забезпечення умови $\gamma \leq [\gamma]$ Забезпечення умови самогальмування...	4 5	
4	Який внутрішній діаметр має підшипник 206?	20 мм 6 мм 30 мм 206 мм Всі відповіді вірні.....	1 2 3 4 5				Визначити обертальний момент на вихідному валу привода (Т ₄ ,Н·м) за даними: Р _{дв} =3,5 кВт; n _{дв} =700об/хв; D ₁ =75мм; D ₂ =150мм; z ₁ =27; z ₂ =81; z ₃ =30; z ₄ =60; η _{пас} =0,96; η _л =0,97; η _{зп} =0,98; η _{пп} =0,99.	186 593 279 507 373	1 2 3 4 5
5	Який параметр зубів має найбільший вплив на напруження згину?	Кут зачеплення α Кут нахилу зубів β Модуль зубчастих коліс m Осьовий крок зубів Р _х Нормальний крок Р _н	1 2 3 4 5		10				
6	З якою метою роблять заміну косозубих циліндричних коліс еквівалентними прямозубими?	Для визначення коефіцієнта перекриття зубчастих коліс..... Для визначення зведеного радіуса кривизни профілів зубців..... Для визначення сумарної довжини лінії контакту зубів у зачепленні..... Для розрахунку зубів зубчастих передач на міцність.. Щоб узгодити між собою m _n і m _t	1 2 3 4 5						

Білет №25

№	Питання	Відповіді	код	№	Питання	Відповіді	код
1	Призначення механічних передач	Встановлення рівноваги між двигуном і робочим органом..... Виробляти енергію..... Сприймати енергію..... Затрачувати енергію на подолання зовнішніх сил, безпосередньо пов'язаних з процесом виготовлення..... Перетворювати швидкість, крутний момент, напрям обертання.....	1 2 3 4 5	7	Назвіть умову міцності нахлестного зварного з'єднання	$F / 0,7kL_{ш} \leq [\tau']_{зр}$ $F / \delta \cdot l_{ш} \leq [\sigma]_p$ $F / A_{зс} \leq [\tau]_{зс}$ $F = \delta \cdot l_{ш} [\tau]$ $F = 1,4kl_{ш} [\tau']_{зр}$	1 2 3 4 5
2	Як класифікують зубчасту передачу за принципом передачі руху?	Тертям..... Зачепленням..... Безпосередньо контактом деталей, сидячих на ведучому та відомому валах..... Передача з гнучким зв'язком..... За зміною швидкості обертання зубчастих коліс.....	1 2 3 4 5	8	Який модуль може бути прийнятий стандартним в конічній передачі?	m_m m_e Обидва Не один..... Початковий.....	1 2 3 4 5
				9	В яких випадках застосовують з'єднання	Забезпечити жорсткий зв'язок валів..... Автоматично з'єднувати (роз'єднувати)	1

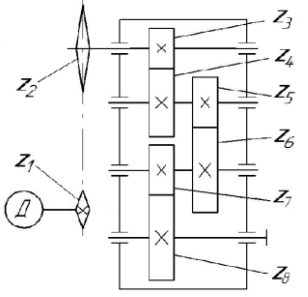
3	Назвіть розповсюджені варіанти поєднання матеріалів для черв'ячного колеса	Сталь-чавун..... Чавун-чавун..... Бронза-сталь..... Сталь-текстоліт..... Чавун-бронза.....	1 2 3 4 5			валів за допомогою відцентрових муфт	вали з досягненням певної кутової швидкості..... При дії динамічних навантажень..... При дії статичних навантажень..... При великих швидкостях обертання валів.....	2 3 4 5	
4	Покажіть формулу проектного розрахунку на міцність силової закритої черв'ячної передачі	1) $\frac{170}{z_2/q} \sqrt{M_{p2} \left(\frac{1+z_2/q}{a_w} \right)^3}$ 2) $\left(1 + \frac{z_2}{q} \right) \sqrt[3]{M_{p2} \left(\frac{170}{z_2/q[\sigma]_H} \right)^2}$ 3) $\frac{1,4M_{p2}Y_F}{qz_2m^3}$; 4) $\sqrt[3]{\frac{1,4M_{p2}Y_F}{qz_2[\sigma]_F}}$ 5) $\frac{d_2 \sin \alpha}{2 \cos \gamma}$	1 2 3 4 5			Визначити потужність на вихідному валу привода ($P_5, \text{кВт}$) за даними: $P_{дв}=4 \text{ кВт}$; $n_{дв}=600 \text{ об/хв}$; $z_1=29$; $z_2=87$; $z_3=35$; $z_4=70$; $z_5=30$; $z_6=60$; $z_7=17$; $z_8=51$; $\eta_{л}=0,97$; $\eta_{зп}=0,98$; $\eta_{пп}=0,99$.	1,86 8,93 2,79 5,34 3,55	1 2 3 4 5	
5	Який вираз забезпечує зменшення напруг згину в пасі пасової передачі?	σ_e / A δ / d_{\min} v / L F_t / A P / v	1 2 3 4 5						
6	Назвіть залежність для визначення навантаження на вали і опори, пасової передачі	$F_0 + F_t / 2 + F_v$ $F_0 - F_t / 2 + F_v$ $2F \cos \beta / 2$ $2F_0 \cdot \varphi_0$ $F_t / 2F_0$	1 2 3 4 5						

10



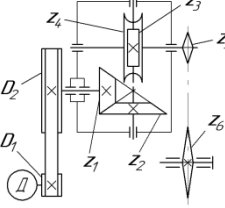
Білет №26

№	Питання	Відповіді	код	№	Питання	Відповіді	код
1	Яке з приведених вище відношень називають передаточним числом одноступінчастої передачі?	n_2 / n_1 n_1 / n_2 D_1 / D_2 z_2 / z_1 $D_2 n_2 / D_1 n_1$	1 2 3 4 5	7	Який кут зачеплення прийнятий для стандартних зубчастих коліс, нарізаних без зміщення?	15° 20° 25° Любий $< 20^\circ$	1 2 3 4 5
2	В яких випадках використовують запобіжні муфти?	Де не можна застосувати відцентрову муфту..... Для з'єднання валів..... Застосовують при відносно постійних перевантаженнях..... Для роз'єднання валів при перевантаженні. У випадках радіального зміщення валів..	1 2 3 4 5	8	Для яких валів застосовують варіант монтажу радіально-упорних підшипників «у розпір»	Для довгих..... Для коротких..... Для колінчастих..... Для кулачкових..... Для ексцентрикових.....	1 2 3 4 5
3	Назвіть головний із	Жорсткість.....	1	9	Як називається коефіцієнт	Форми зуба.....	1

	критеріїв робото- здатності деталей загального призначення	Довговічність..... Міцність..... Теплостійкість..... Вібростійкість.....	2 3 4 5			позначаємий літерою K_β ?	Довжини зуба..... Розрахункового навантаження..... Концентрації напруг..... Коефіцієнт перекриття...	2 3 4 5	
4	В яких випадках в курсі «Деталі машин» проводять проектний розрахунок?	Для попереднього вибору матеріалу деталей..... Для вибору допустимих напруг..... Для визначення розмірів деталей..... Для визначення необхідного коефіцієнта запаса міцності..... Тільки для деталей виготовлених зі сталі..	1 2 3 4 5			Визначити обертальний момент на вихідному валу привода ($T_5, \text{Н}\cdot\text{м}$) за даними: $P_{\text{дв}}=4 \text{ кВт}; n_{\text{дв}}=600 \text{ об/хв};$ $z_1=29; z_2=87; z_3=35; z_4=70;$ $z_5=30; z_6=60; z_7=17; z_8=51;$ $\eta_{\text{л}}=0,97; \eta_{\text{зп}}=0,98; \eta_{\text{пп}}=0,99$	609,9 233,6 200,7 326,5 142,3	1 2 3 4 5	
5	Стандартні муфти підбирають	За величиною осевого зміщення валів... За величиною радіального зміщення валів.. За величиною кутового зміщення валів... За напрямом обертання валів..... За обертальним моментом і найбільшим діаметром з'єднаних валів.....	1 2 3 4 5		10				
6	Розрахувати ділильний діаметр зубів (мм) веденого колеса прямої передачі, якщо $z_1 = 20, z_2 = 50,$ $m = 4 \text{ мм}$	88 208 80 200 190	1 2 3 4 5						

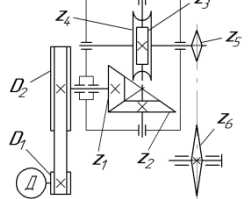
Білет №27

№	Питання	Відповіді	код	№	Питання	Відповіді	код
1	По якому модулю ведеться розрахунок конічного колеса на згин?	m_e m_m Можна по m_e і по m m_t m_n	1 2 3 4 5	7	Як називається розрахунок, при якому визначають розмірні параметри деталей	Перевірний розрахунок..... Початковий розрахунок..... Розрахунок на зносостійкість..... Кінцевий розрахунок..... Проектний розрахунок.....	1 2 3 4 5
2	Як позначають коефіцієнт форми зуба при розрахунку на згин зубів шестерні і колеса?	ψ_m ψ_{ba} ψ_{bd} Y_F $K_{F\beta}$	1 2 3 4 5	8	Вкажіть основний критерій роботоздатності деталей і вузлів машин при проектуванні?	Міцність..... Жорсткість..... Довговічність..... Теплостійкість..... Вібростійкість.....	1 2 3 4 5
3	Який параметр визначають при	a_w	1	9	Як розраховують нерухомі	Тільки на згин.....	1

	проектному розрахунку черв'ячної передачі?	m σ_F σ_H $q - 5$	2 3 4 5			осі на міцність?	Тільки на кручення..... На спільну дію згину і кручення..... На розтяг..... Всі відповіді не вірні.....	2 3 4 5		
4	Перевірку стійкості проти втомного викришування черв'ячної передачі проводять	По напругам зсуву..... По контактних напругах..... На нагрівання..... По твердості коліс..... По напругах згинання.....	1 2 3 4 5			10	Визначити потужність на вихідному валу привода ($P_5, \text{кВт}$) за даними: $P_{\text{дв}}=2,5 \text{ кВт}$; $n_{\text{дв}}=900 \text{ об/хв}$; $D_1=75 \text{ мм}$; $D_2=150 \text{ мм}$; $z_1=23$; $z_2=69$; $z_3=1$; $z_4=40$; $z_5=15$; $z_6=30$; $\eta_{\text{пас}}=0,96$; $\eta_{\text{зп}}=0,98$; $\eta_{\text{мп}}=0,99$; $\eta_{\text{л}}=0,96$; $\eta_{\text{чп}}=0,98$. 	4,27 1,75 2,13 3,26 14,23	1 2 3 4 5	
5	Яка вітка пасової передачі бере на себе при роботі найбільші навантаження?	Ведуча..... Ведена..... Обидві..... На 50% ведуча..... На 50% ведена.....	1 2 3 4 5							
6	Яке передаточне число може мати одноступінчаста плоскопасова передача без натяжного ролика?	До 4..... 6..... 8..... 10..... Вище 10.....	1 2 3 4 5							

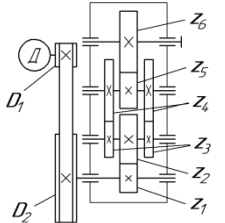
Білет №28

№	Питання	Відповіді	код		№	Питання	Відповіді	код	
1	Які муфти можна включати на ходу при обертанні ведучого вала з великою кутовою швидкістю?	Кулачкові..... Фрикційні..... З пружними елементами..... Запобіжні муфти..... Обгінні муфти.....	1 2 3 4 5		7	Які основні заходи впливають на запобігання викришування активних поверхонь зубів?	Зміна способу і технології виготовлення.....	1	
2	Вкажіть муфти, які компенсують осьові, радіальні та кутові похибки з'єднуваних валів	Фланцеві..... Повздовжньо-свертні..... Зубчасті..... Кулачкові..... Фрикційні.....	1 2 3 4 5				Підвищення твердості зубчастих коліс термообробкою.....	2	
				Формування зубів шляхом пластичного деформування.....	3				
3	Який вид нероз'ємного з'єднання сталей має в теперішній час найбільше	Заклепкове..... Зварне..... Клейове..... Комбіноване..... Одержання за допомогою лиття...	1 2 3 4 5		8	Розрахунок активних поверхонь зубів на контактну втому виконують для того, щоб:	Підвищення точності виготовлення зубчастих коліс.....	4	
				Всі відповіді вірні.....			5		
							Запобігти абразивного спрацювання зубів.....	1	
							Запобігти заїдання зубів у зоні їх контакту.....	2	
							Запобігти втомного викришування активних поверхонь.....	3	
							Всі відповіді вірні.....	4	

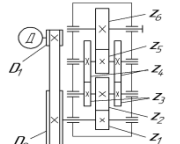
	розповсюдження?						Зменшити вплив неточного виготовлення.....	5	
4	Який спосіб зварювання рекомендується використовувати для нахлестного зварювання товстих сталених листів?	Газовий..... Електродуговий..... Контактний..... Зварювання під флюсом..... Зварювання в середовищі інертних газів...	1 2 3 4 5		9	Які фактори впливають на втомне руйнування паси?	Буксування паси..... Довжина паси..... Попадання абразивних матеріалів..... Циклічний згин при обіганні шківів... Температура, яка виникає у пасі протягом роботи.....	1 2 3 4 5	
5	Який вираз забезпечує зменшення напруг згину в пасі пасової передачі?	σ_c / A δ / d_{\min} ν / L F_t / A P / ν	1 2 3 4 5		10	Визначити обертальний момент на вихідному валу привода ($T_5, \text{Н} \cdot \text{м}$) за даними: $P_{\text{дв}}=3 \text{ кВт}$; $n_{\text{дв}}=800 \text{ об/хв}$; $D_1=50 \text{ мм}$; $D_2=100 \text{ мм}$; $z_1=25$; $z_2=75$; $z_3=1$; $z_4=50$; $z_5=25$; $z_6=50$ $\eta_{\text{пас}}=0,96$; $\eta_{\text{зп}}=0,98$; $\eta_{\text{пп}}=0,99$; $\eta_{\text{л}}=0,96$; $\eta_{\text{чп}}=0,98$.	4276,0 2330,8 15041,3 3269,3 14230,6	1 2 3 4 5	
6	Назвіть залежність для визначення навантаження на вали і опори пасової передачі	$F_0 + F_t / 2 + F_v$ $F_0 - F_t / 2 + F_v$ $2F \cos \beta / 2$ $2F_0 \cdot \varphi_0$ $F_t / 2F_0$	1 2 3 4 5						

Білет №29

№	Питання	Відповіді	код	№	Питання	Відповіді	код
1	Який тип підшипника кочення можна вибрати для п'яти, якщо $d=75 \text{ мм}$ (основне навантаження - осьове)	215 8315 7315 60315 1315	1 2 3 4 5	7	Який вираз використовують для розрахунку коефіцієнта запасу втомної міцності валів?	$\psi_\sigma = (2\sigma_{-1} - \sigma_0) / \sigma_0$ $\psi_\tau = (2\tau_{-1} - \tau_0) / \tau_0$ $\sigma_{32} = M_{32} / W_{32}$ $n = n_\sigma \cdot n_\tau / \sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}$ $[f] = (0,01 \dots 0,03) m$	1 2 3 4 5
2	Вал підшипникового вузла має колову швидкість 5 м/с . При роботі виникає перекид підшипників - $2^\circ 35'$. Який із запропонованих типів підшипників можна використовувати для даного вузла? (основне навантаження – радіальне)	Радіальний кульковий однорядний Радіальний кульковий дворядний сферичний Роликовий конічний. Роликовий з витими роликами Упорний кульковий	1 2 3 4 5	8	Із яких міркувань розраховують підшипники ковзання, які працюють в умовах граничного тертя	$K_n (R_{z1} + R_{z2})$ $F_r (d \cdot l) \leq [p]$ $p \cdot v \leq [p \cdot v]$ $v = \omega \cdot R$ $(d^3 - d_0^3) / (d^2 - d_0^2)$	1 2 3 4 5
3	Вкажіть випадок рідинного тертя:	Тертя при повній відсутності мастила Тертя на початковій стадії роботи Тертя, при якому менше половини	1 2	9	У скільки разів зведений	$\sim 1,5$	1

		поверхонь, які труться, покриті мастилом Тертя, при якому більше половини поверхонь, які труться, покрита мастилом Тертя, при якому поверхні, які труться, повністю розділені шаром мастила	3 4 5			коефіцієнт тертя у клинопасовій передачі більше, чим у плоско пасовій, якщо кут профілю паса $\varphi = 40^\circ$	~2,5 ~3 ~3,5 ~5	2 3 4 5	
4	Вкажіть формулу для визначення ККД черв'ячної передачі при ведучому колісі:	1) $\eta = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi)}$; 2) $\eta = \frac{\sin \gamma}{\sin \gamma + f \cdot \cos \varphi}$ 3) $\eta = \frac{\sin \gamma \cdot \sin(\alpha + \beta + \gamma)}{\sin(\alpha + \beta) \cdot \sin(\gamma + \varphi)}$; 4) $\eta = \frac{\operatorname{tg} \gamma(\gamma - \varphi)}{\operatorname{tg} \gamma}$; 5) $\eta = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg} \varphi}$	1 2 3 4 5			Визначити потужність на вихідному валу привода (P_5 , кВт) за даними: $P_{дв}=3,5$ кВт; $n_{дв}=700$ об/хв; $D_1=75$ мм; $D_2=150$ мм; $z_1=27$; $z_2=81$; $z_3=30$; $z_4=60$; $z_5=30$; $z_6=60$; $\eta_{пас}=0,96$; $\eta_{зп}=0,98$; $\eta_{пт}=0,99$.	4,27 2,33 20,013 2,98 14,23	1 2 3 4 5	
5	Який параметр зубів має найбільший вплив на напруження згину?	Кут зацеплення α Кут нахилу зубів β Модуль зубчастих коліс m Осьовий крок зубів P_x Нормальний крок P_n	1 2 3 4 5		10				
6	Наявність якої сили у зацепленні косозубих коліс обмежує їх використання із кутом нахилу лінії зубців > 20° ?	F_n F_r F_a F_t F_l	1 2 3 4 5						

Білет №30

№	Питання	Відповіді	код		№	Питання	Відповіді	код	
1	Як називається коефіцієнт позначаємий літерою K_p ?	Форми зуба..... Довжини зуба..... Розрахункового навантаження..... Концентрації напруг..... Коефіцієнт перекриття.....	1 2 3 4 5		7	Вкажіть випадок рідинного тертя:	Тертя при повній відсутності мастила... Тертя, при якому менше половини поверхонь, які труться, покриті мастилом.... Тертя, при якому більше половини поверхонь, які труться, покриті мастилом.... Тертя, при якому поверхні, які труться, повністю розділені шаром мастила..... Тертя при періодичному змащуванні..	1 2 3 4 5	
2	Для яких валів застосовують варіант монтажу радіально-упорних підшипників «у розпір»	Для довгих..... Для коротких..... Для колінчастих..... Для кулачкових..... Для ексцентрикових.....	1 2 3 4 5		8	Вал підшипникового вузла має колову швидкість 5м/с. При роботі виникає перекіс підшипників - $2^\circ 35'$. Який із запропонованих типів підшипників можна використовувати для даного вузла? (основне навантаження – радіальне)	Радіальний кульковий однорядний..... Радіальний кульковий дворядний сферичний..... Роликовий конічний..... Роликовий з витими роликами.. Упорний кульковий.....	1 2 3 4 5	
3	Як називається розрахунок, при якому визначають розмірні параметри деталей	Перевірний розрахунок..... Початковий розрахунок..... Розрахунок на зносостійкість..... Кінцевий розрахунок..... Проектний розрахунок.....	1 2 3 4 5		9	В яких випадках застосовують з'єднання валів за допомогою обгінних муфт?	При передаванні обертового моменту без буксування..... При різних діаметрах з'єднаних валів. При передачі обертового моменту тільки в одному напрямі..... Для з'єднання валів без зупинки обертання валів..... У випадках виникнення самогальмування.....	1 2 3 4 5	
4	Яке передаточне число може мати плоскопасова передача без натяжного ролика?	До 4..... 6..... 8..... 10..... Вище 10	1 2 3 4 5		10	Визначити обертальний момент на вихідному валу привода ($T_5, \text{Н}\cdot\text{м}$) за даними: $P_{\text{дв}}=4 \text{ кВт}$; $n_{\text{дв}}=600 \text{ об/хв}$; $D_1=100 \text{ мм}$; $D_2=200 \text{ мм}$; $z_1=29$; $z_2=87$; $z_3=35$; $z_4=70$; $z_5=25$; $z_6=50$; $\eta_{\text{пас}}=0,96$; $\eta_{\text{зп}}=0,98$; $\eta_{\text{шп}}=0,99$.	4273,6 2338,5 2001,3 3265,1 1298,8	1 2 3 4 5	
5	Який вираз забезпечує зменшення напруг згину в пасі пасової передачі?	σ_e / A δ / d_{min} v / L F_t / A P / v	1 2 3 4 5						
6	Який спосіб зварювання рекомендується використовувати для нахлестного зварювання товстих сталених листів?	Газовий..... Електродуговий..... Контактний..... Зварювання під флюсом..... Зварювання в середовищі інертних газів...	1 2 3 4 5						

РЕКОМЕНДОВАНА ЛІТЕРАТУРА

Методичне забезпечення:

1. Ведмедь Ю. П. Деталі машин. Механічні передачі: навч. посібник. Запоріжжя : ЗДІА, 2002. 210 с.
2. Ведмедь Ю. П. Деталі машин: Деталі, які обслуговують передачі: навч. Посібник. Запоріжжя : ЗДІА, 2005. 142 с.
3. Ведмедь Ю. П. Вибір і розрахунок підшипників кочення для редукторів і інших механізмів: навч. посібник. Запоріжжя : ЗДІА, 2006. 255 с.
4. Погорелов С. В., Востоцький С.М. Деталі машин: метод. вказівки до виконання лабораторних робіт. Запоріжжя : ЗДІА, 2011. 40 с.

Основна література:

1. Деталі машин. Практикум: навч. посібник для внз / Д. М. Коновалюк, Р. М. Ковальчук, В. О. Байбула, М. М. Товстушко. Київ : Кондор, 2009. 276 с.
2. Заблонський, К. І. Деталі машин: підручник. Одеса : Астропринт, 1999. 402 с.
3. Малащенко В. О., Павлище В.Т. Деталі машин: збірник завдань та прикладів розрахунку : навч. посібник. Львів : Новий Світ 2000, 2013. 135 с.
4. Коновалюк Д. М. Деталі машин: підручник для внз. Київ : Кондор, 2004. 582 с.
5. Цехнович Л. И. Деталі машин: зб. задач. : навч. посібник для внз. Київ : Вища школа, 1993. 124 с.
6. Гузенков П. Г. Детали машин. Москва : Высшая школа, 1986. 359 с. URL: <http://www.library.zgia.zp.ua/ukr/index.php?text=Polnotext&bookid=2798>
7. Корженцевский М.И., Калачев В.Ф., Ничипорчик С.Н. Детали машин в примерах и задачах: учеб. пособие для вузов. Минск : Вышэйшая школа, 1981. 431 с. URL: <http://www.library.zgia.zp.ua/ukr/index.php?text=Polnotext&bookid=2860>
8. Кудрявцев В. Н. Детали машин: ученик для вузов. Ленинград Машиностроение, 1980. 464 с.
9. Решетов . Н. Детали машин: ученик для вузов. Москва : Машиностроение, 1989. 496 с.
10. Шевченко, С. В. Детали машин. Расчеты, конструирование, задачи: учеб. пособие. М-во образования и науки Украины, Восточноукр. Ун-т им. В. Даля. Київ : Кондор, 2008. 490 с.
11. Гуліда Е. М., Дзюба Л.Ф., Ольховий І. М. Прикладна механіка: підручник для внз. Львів : Світ, 2007. 383 с.
12. Павлище В. Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин: підручник для внз. Київ : Вища школа, 1993. 556 с.

Додаткова література:

1. Когаев В.П., Махутов Н.А., Гусенков А.П. Расчеты деталей машин и конструкций на прочность и долговечность : справочник. М. : Машиностроение, 1985. 224 с.
2. Киркач Н. Ф., Баласанян Р.А. Расчет и проектирование деталей машин: учеб. пособие для вузов. Харьков : Основа, 1991. 275 с.
3. Кузьмин А. В. Расчеты деталей машин: справ. пособие. Минск : Вышэйшая школа, 1986. 400 с. URL:
<http://www.library.zgia.zp.ua/ukr/index.php?text=Polnotext&bookid=3384>
4. Детали машин: атлас конструкций : учеб. пособие для вnz / ред. Д.Н. Решетова. Москва : Машиностроение, 1979. 367 с.
5. Детали машин: Атлас : учебник для сред. спец. учеб. Заведений / ред. В.М. Журавель. Москва : Машиностроение, 1983. 137 с.
6. Малащенко В.О., Янків В.В. Деталі машин: Проектування елементів механічних приводів : навч. посібник для вnz. Львів : Новий Світ - 2000, 2014. 263 с.
7. Биргер И. А., Шорр Б.Ф., Иосилевич Г.Б. Расчет на прочность деталей машин : справочник. Москва : Машиностроение, 1993. 639 с.
8. Тарабасов Н.Д., Учаев П.Н. Проектирование деталей и узлов машиностроительных конструкций : справочник. Москва: Машиностроение, 1983. 239 с. // URL:
<http://www.library.zgia.zp.ua/ukr/index.php?text=Polnotext&bookid=28978>
9. Атлас машиностроительных чертежей для чтения и детализирования. учеб. пособие для вузов. Ленинград : Машиностроение, 1967. 120 с.
10. Приводы машин. Типовые изделия приводов. Конструкция, параметры и основы конструирования : атлас конструкций : учеб. пособие для вnz / ред. П. Н. Учаев. Суми : Алан-Екс, 2002. 455 с.
11. Цехнович Л.И., Петриченко И.П. Атлас конструкций редукторов: учеб. пособие. Київ : Вища школа, 1990. 151 с.
12. Анфимов М. И. Редукторы: Конструкции и расчет : альбом. Москва : Машиностроение, 1993. 463 с.
13. Зубчатые передачи : справочник / ред. Е. Г. Гинзбурга. Ленинград : Машиностроение, 1980. 415 с.
14. Глухарев Е. Г. Зубчатые соединения : справочник. Ленинград : Машиностроение, 1983. 270 с.
15. Прямозубые конические передачи : справочник / И. А. Болотовский и др. М. : Машиностроение, 1981. 105 с.
16. Справочник по геометрическому расчету эвольвентных зубчатых и червячных передач : справочник / ред. И. А. Болотовский. Москва : Машиностроение, 1986. 448 с.
17. Готовцев А.А., Котенок И.П. Проектирование цепных передач : справочник Москва : Машиностроение, 1982. 336 с.
18. Воробьев И. И. Ременные передачи. Москва : Машиностроение, 1979. 168 с.

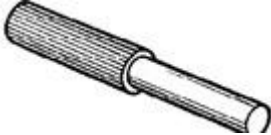

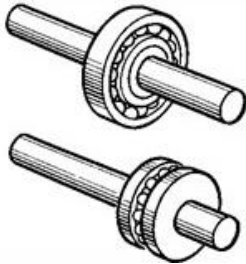
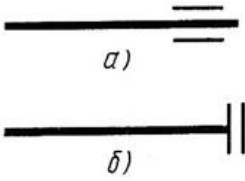
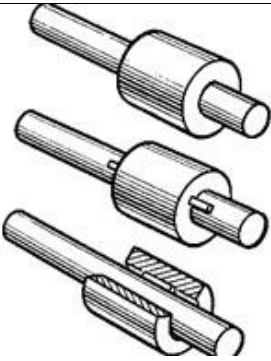
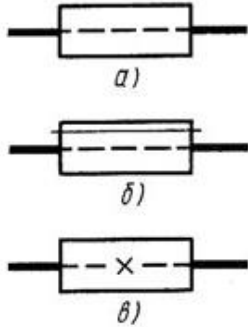
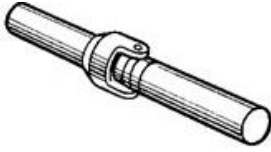
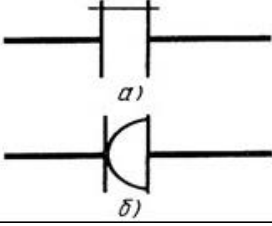
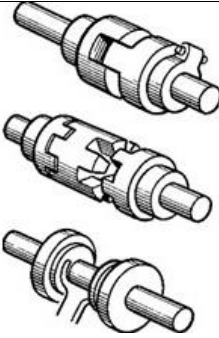
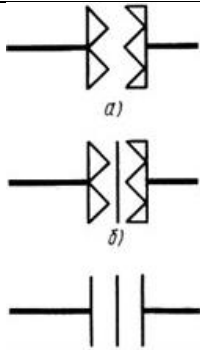

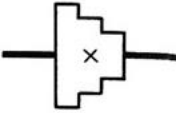
19. Валы и оси: Конструирование и расчет / С. В. Серенсен, М. Б. Громан, В. П. Когаев и др. Москва : Машиностроение, 1970. 320 с.
20. Воскресенский В.А., Дьяков В.И., Зиле А.З. Расчет и проектирование опор жидкостного трения : справочник. Москва : Машиностроение, 1983. 231 с.
21. Галахов М.А., Бурмистров А.Н. Расчет подшипниковых узлов. М. : Машиностроение, 1988. 272 с.
22. Перель Л. Я. Подшипники: Расчет, проектирование и обслуживание опор : справочник . Москва : Машиностроение, 1983. 543 с.
23. Иванов Е. А. Муфты для приводов : атлас конструкций. - Москва : Машиностроение, 1964. 108 с.
24. Ряховский О.А., Иванов С.С. Справочник по муфтам : справочник. Ленинград : Политехника, 1991. 384 с.
25. Гречищев Е.С., Ильяшенко А.А., Соединение с натягом: Расчеты, проектирование, изготовление . М. : Машиностроение, 1981. 240 с.
26. Скундин Г.И., Никитин В.Н. Шлицевые соединения. Москва : Машиностроение, 1981. 126 с.
27. Попов В. Л. Детали машин: Вопросы с программированными ответами : учеб. пособие для вузов. Київ : Вища школа, 1982. 118 с.

Інформаційні ресурси

1. Электронные книги по деталям машин. URL: http://www.ph4s.ru/book_detali_mash.html.
2. Учебники и литература по деталям машин в электронном виде. URL: http://www.planer8.narod.ru/e_books.html.
3. Учебные кинофильмы по деталям машин. URL: <http://www.detalmach.ru/film.htm>.
4. Учебные кинофильмы по деталям машин. 1952-1985, учебный для ВУЗов, VHS Rip, RUS. URL: <http://rutracker.org/forum/viewtopic.php?t=419104>
5. Детали машин (обучающее видео). URL: <http://vipbook.info/video/111656-detali-mashin-obuchayuschee-video.html>.
6. Довідник конструктора -©2008-2013. URL: <http://spravconstr.ru/html/tom1/ch11.html>.

ДОДАТОК А

Деякі умовні позначення на кінематичних схемах (ГОСТ 2.770-68)

Найменування 1	Наочне зображення 2	Умове позначення 3
Вал, вісь, стрижень, шатун		
Вальниці ковзання і кочення (без встановлення типу): а) радіальний; б) упорний односторонній		
З'єднання деталей з валом: а) вільне при обертанні; б) рухоме без обертання; в) глухе		
З'єднання валів: а) глухе; б) шарнірне		
Муфти зчеплення: а) кулачкова одностороння; б) кулачкова двостороння; в) фрикційна двостороння (без встановлення типу)		
Шків ступінчастий, закріплений на валу		

1	2	3
Відкрита передача плоским пасом		
Передача ланцюгова (без встановлення типу ланцюга)		
Передачі зубчасті (циліндричні): а) загальне позначення (без встановлення типу зубців); б) з прямими зубцями; в) з косими зубцями		
Передачі зубчасті з перетинаючими валами (конічні): а) загальне позначення (без встановлення типу зубців); б) з прямими зубцями; в) з круговими зубцями		
Гвинт, який передає рух		
Передача зубчаста рейкова (без встановлення типу зубців)		
Гайка на гвинті, що передає рух: а) нероз'ємна; б) роз'ємна		
Електродвигун		

ДОДАТОК Б

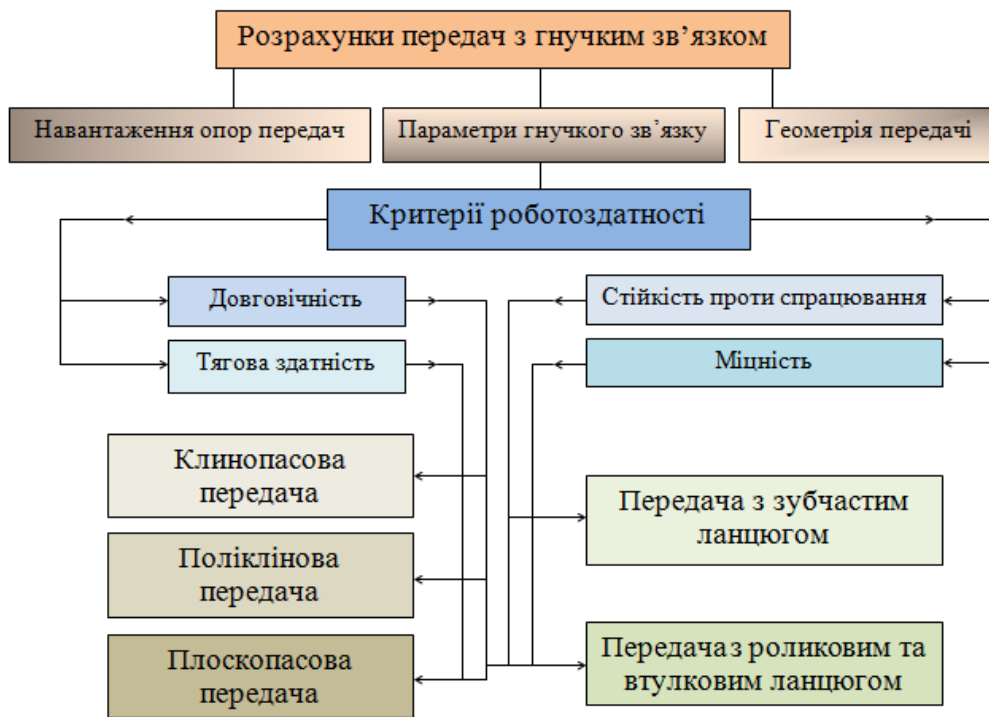
Механічні характеристики та питомі показники деяких матеріалів

Марка матеріалу. Термічна і хіміко- термічна обробка	σ_B	σ_T	σ_{-1}	$E \cdot 10^5$	Твердість HB (HRC)	δ , %	ρ , г/см ³
	<i>МПа</i>						
Сталь:							7,8
Ст5	500	260	220	2,0...2,1	285	17	-/-
45 Н.З.В.		635	390	-/-	270	6	-/-
40X Н.З.В.		1100	550	-/-	(40...51)	10	-/-
15X Ц.З.		500	315	-/-	(63)	12	-/-
18ХГТ Н.З.В.		800	650	-/-	(63)	9	-/-
12Х2Н4А Н.З.В.		950	450	-/-	(63)	10	-/-
ШХ15 З.В.		1700	660	-/-	(63)	-	-/-
45Л З.В.		300	235	-/-	153	14	-/-
Чавун:				0,8...1,5			7,2
СЧ20	200	-	100	-/-	240	-	-/-
СЧ35	350	-	150	-/-	270	-	-/-
Алюмінієві сплави	180...360	200	-	0,8	50...100	3...5	2,3
Сплави титану	800...1500	1000	300	1,1	-	-	4,5
Бронза	440...620	-	-	1,1	600...100	5...10	8,9
Латунь	200...600	-	-	1,1	100	7...15	8,5
Бабіт (при стискуванні)	100	-	-	-	30	6	7,4
Текстоліт	100	-	-	0,06	-	1,0	1,4
Гума	-	-	-	-	-	300	1,2

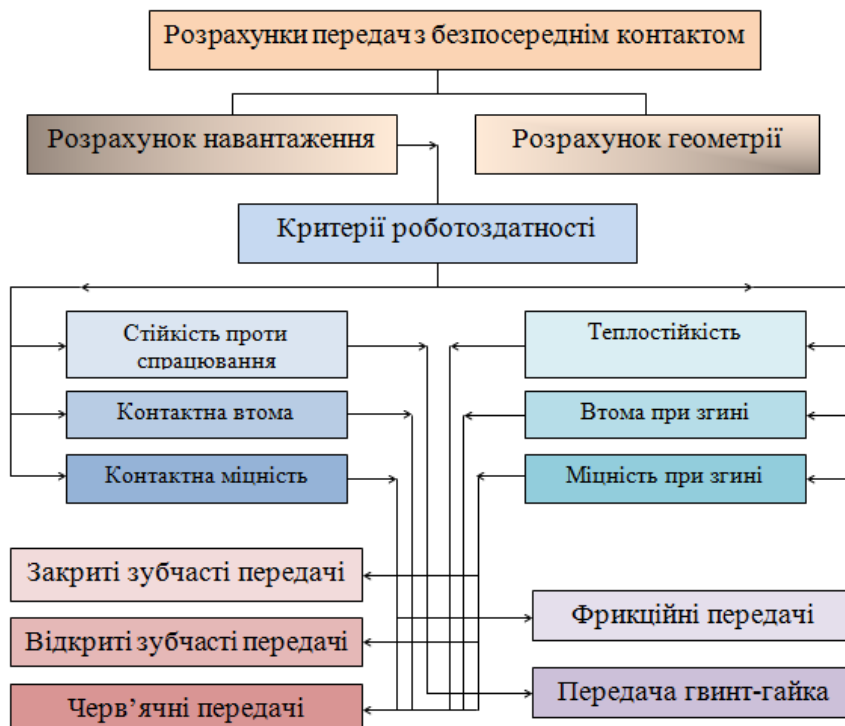
ДОДАТОК В

Структурно-логічні схеми розрахунків деталей і вузлів машин

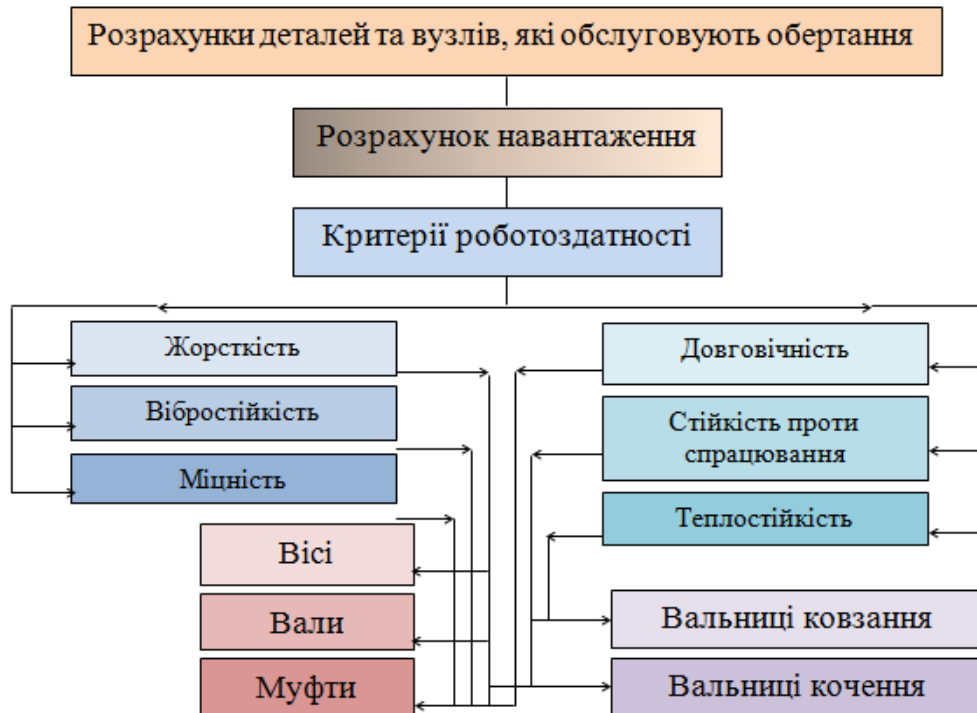
Розрахунки передач, які передають навантаження за допомогою гнучкого зв'язку



Розрахунки передач, які передають навантаження безпосереднім контактом



Розрахунки деталей та вузлів, які обслуговують обертання



Розрахунки з'єднань деталей машин



Навчально-методичне видання
(українською мовою)

Шевченко Ірина Артурівна
Васильченко Тетяна Олександрівна
Кобрін Юрій Григорович

ДЕТАЛІ МАШИН

Навчально-методичний посібник
для здобувачів ступеня вищої освіти бакалавра
спеціальності 133 «Галузеве машинобудування»
освітньо-професійної програми «Галузеве машинобудування»

Рецензенти: *С.В. Білодіденко, Г.В. Явтушенко*

Відповідальний за випуск *Й.К. Огінський*

Коректор *О.М. Гречаний*

