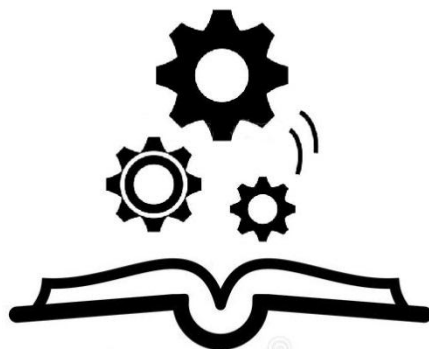


**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ПОЛТАВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ПЕДАГОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ІМЕНІ В. Г. КОРОЛЕНКА**

Ю. В. КАЛЯЗІН

МАШИНОЗНАВСТВО
Частина I
ПРИКЛАДНА МЕХАНІКА

Навчальний посібник



Полтава – 2022

УДК 621.01(075.8)

К 17

ISBN

*Навчальний посібник рекомендований до друку Вченою радою
Полтавського національного педагогічного університету імені В.Г. Короленка
протокол 13 від 30. 05. 2022 р.*

К 17 Калязін Ю. В. *Машинознавство. Частина І. Прикладна механіка :
навчальний посібник. Полтава : ПП «Астроя», 2022. 156 с.*

Рецензенти:

Рябчиков М. Л., професор кафедри харчових технологій, легкої промисловості і дизайну Української інженерно-педагогічної академії, доктор технічних наук.

Цина А. Ю., професор, завідувач кафедри теорії і методики технологічної освіти Полтавського національного педагогічного університету імені В. Г. Короленка, доктор педагогічних наук.

У навчальному посібнику представлений теоретичний матеріал для опрацювання дисципліни «Машинознавство». Розглядаються питання основ прикладної механіки в обсязі передбаченому освітньо-професійними програмами підготовки бакалаврів спеціальностей «Технологічна освіта». Посібник може бути корисним вчителям, викладачам ліцеїв та коледжів для підготовки до занять з основ технологій та відповідних дисциплін, а також здобувачам вищої освіти інших спеціальностей, які вивчають технічні дисципліни.

ISBN

© Калязін Ю. В., 2022

© ПНПУ імені В. Г. Короленка 2022

ПЕРЕДМОВА

Машини є основою і складають більшу частину засобів виробництва. Вони є метою та результатом прогресу людства. Відтепер немає галузі в якій не використовуються різнобічні машини, від освоєння космосу до побуту.

Ряд простих машин (важіль, колесо, блок) відомі з доісторичних часів. У епоху античності машини як механічні пристрої застосовувалися для посилення людських можливостей: підйомні блоки, важелі, колісні вози, машини для замісу тіста, гвинтові преси, шнеки(гвинт Архімеда). Перші водяні колеса з'явилися у першому столітті до нашої ери. Прообрази складніших машин в якості хитромудрих пристроїв служили для розваги публіки, як, наприклад, парова машина Герона. У Стародавньому Китаї на початку нашої ери вперше був застосований поступально-зворотний механізм, використовували диференціал, поліспасти та інші механізми. У роботі Аль-Джазарі (1206 р.) представлені різні механізми, зокрема він є винахідником таких механічних елементів, як колінчастий і кулачковий вали.

За часів Римської імперії конструювання машин відносилось до архітектури і мало прикладний характер. Основні зусилля тоді були спрямовані на удосконалення військової техніки і ручних знарядь праці, металевих знарядь, пристроїв для розпилювання кам'яних блоків. У епоху пізньої Римської імперії і середньовічного Заходу слово «машина» застосовувалося лише до військових облогових знарядь.

Промислова революція XVIII-IX ст. призвела до винаходів прядильної машини, ткацького верстата, парової машини, як універсального двигуна та інших машин. Це започаткувало виникнення верстатобудування, як окремої галузі машинобудування, забезпечивши виробництво машин і двигунів. При створенні машин починають широко використовуватись явища механіки, термодинаміки, електромагнетизму. Технічні об'єкти стають фізично складними. Для позначення окремих видів технічних пристроїв вводяться терміни «апарат», «прилад».

Історично машину класифікували як пристрій, що містить рухливі частини і служить для перетворення механічної енергії. Проте з появою і розвитком електроніки з'явилися машини без рухливих частин – інформаційні машини. Поєднання останніх з традиційними машинами привело до появи нового класу машин: роботів, автоматизованих комплексів.

Подальший розвиток людства безпосередньо пов'язаний зі створенням більш досконалих, безпечних та екологічних машин. Тому у галузі освіти, крім інших задач і проблем, існує задача формування технічних креативних компетенцій учнів. Як прояв цього напрямку, є поява у школі предмету «Технології», виникнення методики СТЕМ-освіти. Таким чином, формування компетентностей у галузі машинознавства є необхідною умовою підготовки майбутніх учителів технологій.

Освіта в галузі машинознавства історично заснована на міцному підґрунті в галузях математики і природничих наук.

Навчальна дисципліна «Машинознаство» передбачає вивчення класифікації, будови, принципу дії машин.

Метою викладання навчальної дисципліни «Машинознаство» є формування у студентів цілісного уявлення про машину, як найважливіший речовий елемент продуктивних сил, матеріальну основу сучасного виробництва та транспорту.

Предметом навчальної дисципліни є методологічні основи принципів дії та будови машин загального використання.

Дисципліна ґрунтується на результатах навчання «Загальної фізики», «Хімії», «Вищої математики», «Креслення», «Основ електротехніки» та має безпосередній зв'язок з «Технологічним практикумом», «Основами сучасного виробництва», «Основами проектно-технологічної діяльності», «Теорією і методикою технологічної освіти».

Завданнями вивчення дисципліни є формування у майбутнього вчителя технологій компетентності необхідної для проведення занять з навчального предмету «Технології» у школі. Формування фахової компетентності ґрунтується на засвоєнні ключових наукових понять, основних положень теорії з усіх аспектів машинознавчого підходу до системи знань у різних галузях. Зокрема, з основ прикладної механіки, будови типових механізмів і деталей машин, принципів дії та основ будови енергетичних, робочих машин, зв'язків науки і техніки у системі інформаційної діяльності людини. Питання, які розглядаються під час вивчення дисципліни, входять також до програм з трудового та професійного навчання технічних коледжів та ліцеїв.

У посібнику на рівні передбаченому освітньо-професійною програмою підготовки бакалавра за спеціальністю 014.10 Середня освіта (Трудове навчання та технології), розглядаються фізичні основи принципи дії та будова найбільш використаних у сучасному виробництві машин. Для більш глибокого вивчення розглянутих у посібнику питань варто звернутися до наведеного списку літератури.

ВСТУП

Під поняттям «машина» розуміють технічний пристрій, що здійснює рух з метою перетворення енергії, матеріалу або інформації. Більш детальне визначення наступне:

Машина – технічний об'єкт, що складається зі взаємозв'язаних функціональних частин (деталей, вузлів, пристроїв, механізмів та ін.), використовує енергію для виконання покладених на нього функцій.

У цьому розумінні машина може і не містити механічних частин, що рухаються. Прикладом таких пристроїв є електронно-обчислювальна машина (комп'ютер), електричний трансформатор, прискорювач заряджених часток, тощо.

Класифікація машин. Практично будь-яку машину можна зарахувати до однієї з трьох груп:

1. Енергетичні машини – це машини, що перетворюють один вид енергії в інший, до них відносяться:

- *двигуни*, машини, які перетворюють різні види енергії у механічну роботу (електродвигуни, парові машини, гідротурбіни, двигуни внутрішнього згоряння, тощо);

- *генератори*, машини, які перетворюють механічну енергію в будь-який інший вид енергії (електрогенератори, поршневі компресори, насоси, тощо).

2. Робочі машини – це машини, які використовують механічну чи іншу енергію для перетворення і обробки предметів та переміщення вантажів. До них відносяться:

- *технологічні* машини та апарати, які призначені для змінювання розмірів, форми, властивостей або стану предмета обробки (верстати, преси, сільськогосподарські машини, млини, печі, тощо);

- *транспортні та підйомні машини*, які призначені для переміщення вантажів та людей у просторі (автомобілі, літаки, локомотиви, підйомно-транспортні машини, тощо).

3. Інформаційні машини – це машини, що призначені для перетворення, обробки та передачі інформації (ЕОМ, музичні інструменти, апарати зв'язку та інші пристрої передачі, обробки і зберігання інформації).



Рис. 1. Структурна схема машини

У загальному випадку структуру довільної машини можна подати у вигляді таких складових частин (рис. 1): енергоперетворювач (двигун) – передавально-перетворюючий пристрій (передача) – робочий орган машини. У

більшості машин є керуюча або регулююча система, що забезпечує оптимізацію робочого процесу.

Машини за ступенем універсальності поділяють на три групи: універсальні, спеціалізовані, спеціальні.

Універсальні машини призначені для здійснення різнопланових технологічних та транспортних операцій, пов'язаних з обробкою та переробкою різноманітних предметів обробки, енергетичних чи інформаційних потоків. Це найпоширеніша група машин.

Спеціалізовані машини призначені для обробки чи переробки об'єктів однієї номенклатури, що відрізняються формою, розміром чи властивостями (зубообробні чи різьбонарізні верстати, сільськогосподарські машини, друкарські машини тощо). До цієї групи можна віднести програмовані логічні контролери, функції яких обмежуються колом задач керування, для яких вони створені.

Спеціальні машини призначені для обробки чи переробки предметів праці тільки певної форми і розмірів, певних властивостей або тільки для виконання якоїсь специфічної роботи чи операції (верстати для обробки, наприклад, лопаток газових турбін, автомобілі для перевезення тільки певного виду вантажу (цементовози, бензовози, панелевози, тощо). Тут, також, можна згадати електронні пристрої (вимірювальні, побутові, зв'язку і т.д.) де схемою і програмою закладені саме ті функції, які властиві даному приладу.

За ступенем автоматизації усі машини поділяються на машини з ручним керуванням, автомати і напіваавтомати.

1) *Машини з ручним керуванням* виконують свої функції тільки за безпосередньої участі в їх роботі людини.

2) *Автомат* – самостійно діюча машина, яка виконує свою функцію згідно із заданою керуючою програмою без безпосередньої участі людини у процесі обробки, перетворення, передавання та використання матеріальних об'єктів, енергії чи інформації (наприклад; металорізальні верстати-автомати, автоматичні прилади електричних машин, автостоп, автопілот, процесори ЕОМ, побутові автомати тощо)

3) *Автоматизовані засоби* (напіваавтомати) – це машини, в яких робочий цикл, що здійснюється на основі попередньо заданої керуючої програми, переривається і для його повторення необхідне обов'язкове втручання людини (кава-машина, НВЧ-пічка та ін.).

Машина характеризується наступними характеристиками:

– продуктивність – інтенсивність виконання свого призначення (зауважимо, що підвищення продуктивності веде до зменшення собівартості продукції);

– економічність – це такі властивості машини, як коефіцієнт корисної дії, експлуатаційні витрати, затрати праці на обслуговування і ремонт, тощо;

– експлуатаційна надійність – властивість машини виконувати задані функції, зберігаючи при цьому свої експлуатаційні показники в допустимих межах, протягом наперед заданого проміжку часу (показником надійності є

ймовірність безвідмовної роботи машини);

– довговічність – здатність, що визначає такий стан машини, при якому вона здатна виконувати задані функції з параметрами щодо вимог технічної документації із збереженням міцності, незмінності форми і розмірів, стійкості проти спрацьовування, потрібної механічної жорсткості, тепло-і вібростійкості (тобто здатність протистояти впливу старіння, зносу, корозії тощо)

– технологічність конструкції – ступінь відповідності конструкції машини оптимальним умовам виробництва;

– екологічність машини – здатність її виконувати свої функції без шкідливого впливу на навколишнє середовище;

– безпечність в експлуатації характеризує властивості машини до експлуатації без аварійних руйнувань та безпечність обслуговування;

– вартість.

Функціональна структура машин. За функціональними ознаками у структуру машини входять взаємопов'язані механізми, на кожен з яких покладена певна функція. Механізми можуть складатись із твердих тіл, містити гідравлічні, пневматичні, електричні складові, робота яких базується на використанні рідких, газоподібних тіл або електричного струму відповідно.

З точки зору функціонального призначення механізми машин поділяються на такі види:

- механізми двигунів і перетворювачів (турбіни, генератори, насоси тощо);

- передавальні механізми (редуктори, пасові передачі, ланцюгові передачі тощо);

- виконавчі механізми (голки швейної машини, механізми переміщення інструменту, колеса автомобіля тощо);

- засоби управління, контролю та регулювання (датчики, програмовані логічні контролери, системи числового програмного керування, автоматизовані комп'ютерні системи, виконавчі регулювальні механізми та ін.);

- засоби подавання, транспортування, живлення та сортування (конвеєри, механізми сортування продукції за розмірами, формою, виглядом тощо);

- засоби автоматичного обліку, дозування та пакування готової продукції.

У конкретної машини до її складу можуть входити декілька механізмів однакового призначення або деякі із розглянутих видів механізмів можуть бути відсутніми.

Конструктивна структура. Конструктивно машина складається з деталей, вузлів та агрегатів. Кожен з цих елементів має предметну чи функціональну спеціалізацію, але повне призначення разом з цим узгоджується з іншими елементами машини, утворюючи в сукупності цілісну діючу конструкцію.

Деталь - елемент машини, який являє собою одне ціле і не може бути розібраний без руйнування на простіші складові ланки.

За ознаками застосування та поширення деталі можна розділити на групи:

- стандартні - це деталі, що виготовляються відповідно до державних,

галузевих стандартів або стандартів підприємства;

- уніфіковані - це деталі, запозичені з іншого виробу, тобто раніше спроектовані як оригінальні;

- оригінальні - деталі, які конструюють для певної машини, і вони, як правило, раніше не проектувались і не виготовлялись.

Вузол - частина машини, яка являє собою роз'ємне або нероз'ємне з'єднання декількох деталей, яке можна зібрати окремо від інших складових частин машини або механізму і яке здатне виконувати певні функції у виробі одного призначення тільки спільно з іншими складовими частинами (корпуси, гальмівні пристрої, шпиндельні блоки, обгінні муфти, запобіжні клапани тощо).

Агрегат - нормалізований вузол машини, який забезпечує повну взаємозамінність і самостійно виконує властиві йому функції (електричні двигуни, редуктори, насоси, різного призначення, гідроагрегати у вигляді гідропідсилювачів, генератори електричного струму, компресори та багато інших).

Апарат - прилад, технічний пристрій, пристосування, зазвичай, деяка автономно-функціональна частина складнішої системи.

Автомат - машина, працююча за заданою програмою без оператора.

Робот - машина, яка має систему управління, що дозволяє їй самостійно приймати виконавські рішення в заданому діапазоні.

Ланка - група деталей, що утворює рухливу або нерухому один відносно одного механічну систему тіл.

Складальна одиниця - виріб, складові частини якого підлягають з'єднанню на підприємстві – виробнику за допомогою складальних операцій.

Механізм - система деталей, призначена для передачі і перетворення руху.

Тенденцією розвитку сучасних машин є створення комбінованих машин - машинних агрегатів. Машинним агрегатом називається технічна система, що складається з однієї або декількох уніфікованих агрегатів, сполучених послідовно або паралельно. В наш час до складу машинного агрегату, як правило, входить інформаційна машина. Використання інформаційних машин для керування енергетичними та робочими машинами привело до появи кібернетичних машин, здатних адаптуватися під зміни оточуючого середовища на основі використання системно-штучного інтелекту: роботи, маніпулятори, машини-автомати та гнучкі виробничі системи.



1. ОСНОВИ ОПОРУ МАТЕРІАЛІВ

Опір матеріалів - наука про міцність, жорсткість і надійність елементів інженерних конструкцій. Основні поняття опору матеріалів спираються на закони і теореми загальної механіки і в першу чергу на закони статички. На відміну від теоретичної механіки опір матеріалів розглядає внутрішні силові фактори, які виникають у твердих тіла, що деформуються. Опір матеріалів має на меті створити прийоми розрахунку типових елементів конструкцій.

1.1. Основні визначення

У задачах, що вирішує опір матеріалів, розглядаються і вирішуються на рівні інженерних методів питання про міцність, жорсткість та стійкість елементів конструкцій (деталей машин та споруд).

Міцність – здатність конструкцій (також матеріалів, з яких вони виготовлені) опиратися руйнуванню під дією навантажень (також температурних, електромагнітних полів і інших зовнішніх факторів).

Жорсткість – здатність конструкцій опиратися деформуванню (зміні форми і розмірів) під дією навантажень.

Стійкість – здатність конструкцій утримувати початкову форму рівноваги. Як приклад втрати стійкості слід навести викривлення тонкого прямолінійного стержня, що знаходиться під дією стискальних сил.

Типовими задачами розрахунків на міцність є:

- *задача аналізу* (перевірка міцності та жорсткості): при заданих навантаженнях визначити напруження і деформації та перевірити, чи не перевищують вони допустимих значень;
- *задача синтезу* (проектувальні розрахунки): підбір матеріалів та визначення розмірів елементів конструкцій при заданих навантаженнях;
- *розрахунок вантажопідйомності*: при заданих параметрах конструкції визначення граничних або руйнівних навантажень.

Вперше питання про розрахунок на міцність було розглянуте у роботах відомого італійського вченого Галілео Галілея. Значний внесок в розвиток розрахунків на міцність зробили відомі вчені: Леонард Ейлер, Д. І. Журавський, Ф. С. Ясинський, С. П. Тимошенко, М. М. Беляєв, О. М. Крилов, С.В. Серенсен, Г. С. Писаренко та інші.

При розрахунках на міцність враховуються тільки головні фактори і особливості форми. При цьому реальна конструкція замінюється спрощеною моделлю, що має назву «розрахункова схема». Геометричні форми деталей зводять до трьох видів розрахункових схем (моделей).

Брус (одновимірна схема) – тіло, у котрого довжина значно більше розмірів поперечного перерізу. Прямий брус, що зазнає розтягу або стиску називається *стержнем*. Якщо брус працює на згин, то його називають *балкою*, а на кручення – *валом*.

Оболонка (двовимірна схема) – тіло, обмежене двома криволінійними поверхнями, відстань між якими (товщина оболонки) значно менше інших розмірів. *Пластина* – оболонка з плоскими поверхнями.

Масив (тривимірна схема) – тіло, у якого всі три характерні розміри одного порядку, тобто для якого не можуть бути прийнятні попередні схеми.

В процесі роботи машин та споруд їх деталі сприймають різноманітні навантаження, або різні сили, моменти сил. Зовнішні сили поділяють на об'ємні та поверхневі.

Об'ємні сили характерні тим, що прикладені до кожної частки матеріалу деталі. Ці сили можуть бути обумовлені дією гравітаційного поля (сили ваги), електромагнітного поля або прискореним рухом деталі (сили інерції).

Поверхневі сили можуть моделюватися на схемі як зосереджені, якщо вони діють на площині, розміри якої малі у порівнянні з розміром елемента конструкції, та розподілені, прикладені по довжині або площі елемента конструкції. Прикладом зосередженої сили є тиск колеса вагона на рейку, а розподіленої – тиск газів у циліндрі поршневої машини.

У функції часу навантаження розподіляються на постійні та тимчасові, змінні та повторно-змінні (циклічні).

У залежності від того, чи викликають навантаження суттєві прискорення, їх розподіляють на статичні та динамічні.

Статичні навантаження залишаються незмінними і тому не викликають прискорень ($a=0$). *Квазістатичними* називають сили, які змінюються дуже повільно, тому викликані ними прискорення дуже малі ($a \approx 0$) і можна нехтувати ними.

Динамічні навантаження – такі, що викликають значні прискорення. Зокрема, прикладом динамічних навантажень можуть бути: раптові, які дуже швидко сягають своєї повної величини (наприклад, встановлення вантажу на конструкцію); ударні – діють на протязі дуже короткого проміжку часу; повторно-періодичні (циклічні).

Щодо фізичних властивостей матеріалу, то його вважають у більшості інженерних моделей суцільним, однорідним, ізотропним та деформованим.

Суцільність – припущення, згідно з яким властивості матеріалу моделі розповсюджуються на нескінченно малі об'єми і не враховується дискретна, атомістична структура речовини. Вважається також, що суцільність не порушується при деформуванні тіла.

Однорідність матеріалу означає однакові його властивості у всіх точках тіла (деталі).

Ізотропність означає, що у будь-якій точці тіла властивості матеріалу однакові по різних напрямках. Прикладом *анізотропного* матеріалу є деревина, у котрого міцність уздовж і впоперек волокон різна.

Деформований матеріал – це матеріал здатний до деформування. Поняття, пов'язані з цим, розглядаються більш детально нижче.

Необхідним етапом оцінки міцності та жорсткості деталі є аналіз внутрішніх сил. Для визначення внутрішніх сил використовується метод перерізів. Суть цього методу визначається послідовністю таких операцій (рис.1.1):

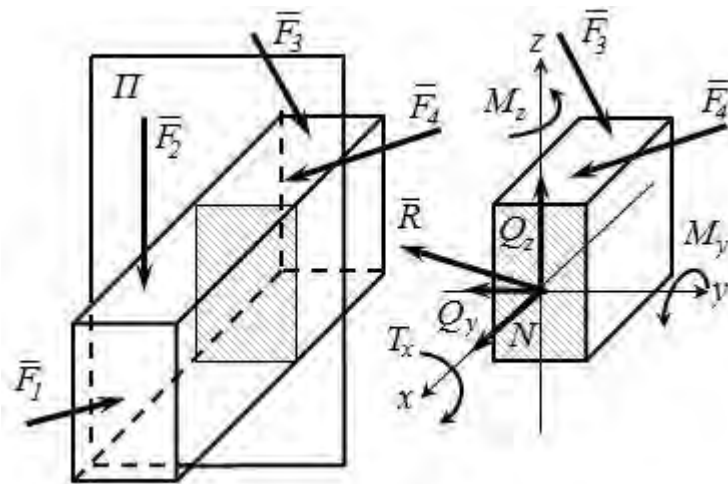


Рис. 1.1. До пояснення методу перерізів

- умовно робимо переріз у місці визначення внутрішніх сил;
- відкидаємо одну з двох частин перерізаної деталі;
- дію відкинutoї частини на залишену замінюємо внутрішніми силами, які урівноважують зовнішні сили, що прикладені до залишеної частини;
- визначаємо невідомі внутрішні сили з рівнянь рівноваги.

Внутрішні силові фактори (рис.1.1). У загальному випадку просторової задачі система внутрішніх сил зводиться до головного вектора сил \bar{R} , прикладеного у центрі ваги перерізу, та головного моменту \bar{M} , які розкладаємо по осях координат:

$$\bar{R} = \bar{N}_x + \bar{Q}_y + \bar{Q}_z; \quad \bar{M} = \bar{T}_x + \bar{M}_y + \bar{M}_z. \quad (1.1)$$

Шість внутрішніх силових факторів, що виникають у перерізі деталі в загальному випадку, мають такі назви:

\bar{N}_x – поздовжня сила (або нормальна);

\bar{Q}_y, \bar{Q}_z – поперечні сили;

\bar{T}_x – крутний момент;

\bar{M}_y, \bar{M}_z – згинальні моменти.

Для визначення невідомих внутрішніх силових факторів використовують шість рівнянь рівноваги статички:

$$\begin{cases} \sum_{i=1}^n F_{ix} = 0; & \sum_{i=1}^n F_{iy} = 0; & \sum_{i=1}^n F_{iz} = 0; \\ \sum_{i=1}^n M_{ix} = 0; & \sum_{i=1}^n M_{iy} = 0; & \sum_{i=1}^n M_{iz} = 0. \end{cases} \quad (1.2)$$

Задача вважається статично невизначуваною, якщо неможливо лише за допомогою методу перерізів та рівнянь рівноваги (1.2) винайти внутрішні силові фактори. Вирішення таких задач неможливе без додаткового аналізу деформованого стану деталі або споруди.

Одним із головних понять розрахунку на міцність є механічне напруження.

Напруження є локальною мірою внутрішніх сил і характеризує їх інтенсивність на нескінченно малій площадці перерізу.

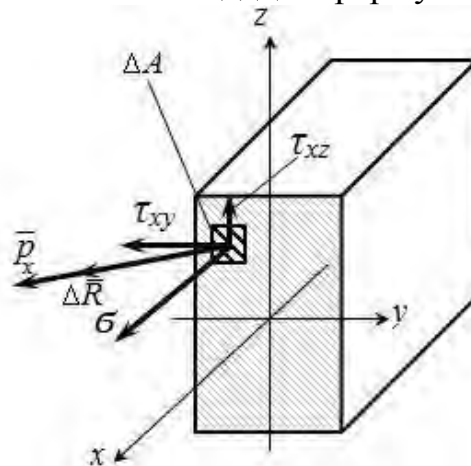


Рис.1.2. Повне механічне напруження та його складові

Одиницею вимірювання механічних напружень є Паскаль ($1\text{Па}=1\text{Н/м}^2$). Розглянемо переріз тіла (рис. 1.2). Взагалі положення перерізу визначається напрямком зовнішньої нормалі до нього. На рисунку 1.2 маємо переріз з нормаллю x (поперечний переріз стержня). Біля довільної точки виділимо елементарну площадку ΔA , а рівнодіючу внутрішніх сил на цій площадці позначимо $\Delta \bar{R}$. Тоді, повним напруженням у точці на площадці з нормаллю x називають відношення:

$$\bar{p}_x = \lim_{\Delta A \rightarrow 0} \frac{\Delta \bar{R}}{\Delta A} \quad (1.3)$$

Складові повного напруження p_x мають такі позначення і назви:

σ_x – нормальне напруження (по нормалі x до перерізу);

τ_{xy} , τ_{xz} – дотичні напруження (лежать у площині перерізу).

Модуль повного напруження на площадці з нормаллю x визначається:

$$p_x = \sqrt{\sigma_x^2 + \tau_{xy}^2 + \tau_{xz}^2} \quad (1.4)$$

На відміну від звичайних векторів, недостатньо знати величину та напрямок вектора p_x , необхідна також його прив'язка до відповідної площадки. Тому вектор повного напруження є вектором другого рангу, і з цим пов'язана подвійна індексація його складових τ_{xy} , τ_{xz} (перший індекс вказує нормаль до перерізу, а другий – напрямок дотичного напруження). Напруження залежить від орієнтації перерізу. Сукупність напружень, що діють по різних площадках, проведених через точку, характеризують напружений стан у точці.

Змінювання форми і розмірів деталі або споруди від дії зовнішніх сил або теплового впливу називається деформуванням. Деформація є мірою (кількісною характеристикою) деформування. Геометрично деформації поділяють на лінійні ε і кутові γ . Лінійна деформація характеризує відносне подовження або скорочення нескінченно малого відрізка, уявно відкладеного у відповідному напрямку із заданої точки. Кутова деформація γ є зміною початкових прямих кутів.

За фізичною ознакою деталь може деформуватися пружно або пластично. Пружне деформування – таке, при якому після повного розвантаження деталь повертається до своєї початкової форми і розмірів. При пластичному деформуванні деталь не повертається до початкової форми. Відповідно до цього, деформації, які зникають після розвантаження, називають пружними, а ті, що залишаються – пластичними або залишковими.

Розрізняють чотири прості види навантаження бруса і відповідних їм видів деформування:

– розтяг або стиск, який характеризується наявністю лише нормальних внутрішніх сил N та подовженням або вкороченням бруса Δl ;

– зсув, який характеризується наявністю лише внутрішніх дотичних сил $Q \neq 0$ та відносним паралельним зміщенням двох суміжних поперечних перерізів;

– згин, що характеризується наявністю внутрішнього згинального моменту та супроводжується викривленням осі бруса;

– кручення, характеризується наявністю внутрішнього крутного моменту T та кутом взаємного закручування перерізів $\Delta\phi$ вздовж осі бруса.

Комбінація простих видів навантаження (деформування) бруса називається складним навантаженням (деформуванням).

Питання для самоконтролю

1. Дайте визначення поняттям: «міцність», «жорсткість», «стійкість».
2. У чому полягає метод перерізів?
3. Які внутрішні силові фактори виділяють в перерізі тіла?
4. Що розуміють під напруженням?
5. Охарактеризуйте види напружень.
6. Вкажіть види деформацій та особливості внутрішніх силових факторів, якими деформації характеризуються.

1.2. Деформація розтягу (стиску)

Осьовим (центральною) розтягом або стиском бруса (стержня) – називається такий вид навантаження, при якому єдиним внутрішнім силовим фактором у поперечному перерізі цього стержня є внутрішня подовжня сила N .

Простіше за все цей вид навантаження можна реалізувати, якщо прикласти до стержня зовнішню силу F , лінія дії якої збігається з його віссю (рис. 1.3, а).

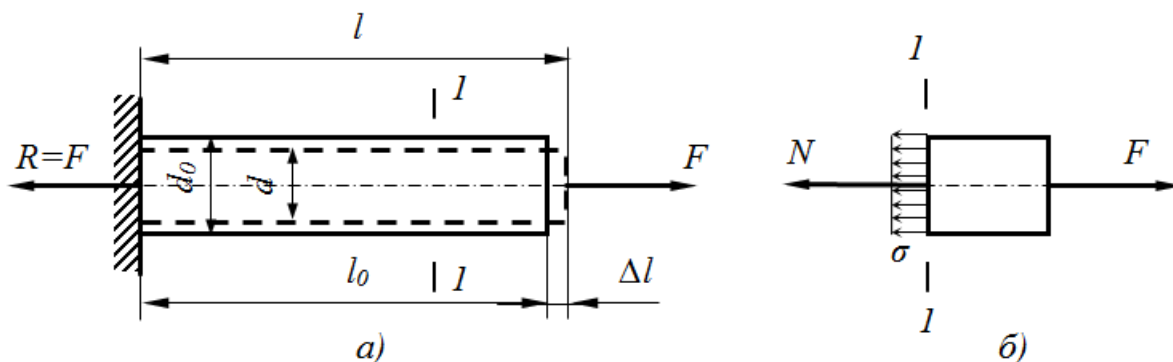


Рис. 1.3. Модель розтягу стержня

Для визначення внутрішньої поздовжньої сили N застосуємо метод перерізів (рис.1.3, б).

З умов рівноваги уявно відрізаної частини стержня отримаємо: $N=F$. У загальному випадку, коли зовнішніх сил декілька, поздовжня сила N чисельно дорівнює алгебраїчній сумі проєкцій на ось стержня зовнішніх сил, розташованих з однієї сторони перерізу.

Поздовжні сили і напруження, що відповідають деформації розтягання, прийнято вважати додатними, а деформації стискання - від'ємними:

$N>0$, якщо вона розтягує (направлена від перерізу);

$N<0$, якщо вона стискає (направлена до перерізу).

Відповідно до гіпотези Бернуллі вважають, що у поперечних перерізах діють тільки рівномірно розподілені нормальні напруження σ . Таким чином, нормальні напруження розраховуються:

$$\sigma = \frac{N}{A}, \quad \text{Па} \quad (1.5)$$

де A – площа перерізу, м^2 .

Розтягнутий стержень деформується (рис. 1.3), змінюються його подовжні та поперечні розміри на величини: $\Delta l = l - l_0 > 0$ та $\Delta d = d - d_0 < 0$ (при стиску було б $\Delta l < 0$ та $\Delta d > 0$).

Відносні деформації:

$$\text{подовжня} - \varepsilon = \frac{\Delta l}{l_0}; \quad (1.6)$$

$$\text{поперечна} - \varepsilon' = \frac{\Delta d}{d_0}. \quad (1.7)$$

Експериментально встановлено, що в межах пружних деформацій для кожного матеріалу зберігається постійне відношення:

$$\mu = \left| \frac{\varepsilon'}{\varepsilon} \right|. \quad (1.8)$$

Ця постійна називається коефіцієнтом поперечної деформації, або коефіцієнтом Пуассона. Для будь-яких ізотропних матеріалів $0 \leq \mu \leq 0,5$. Для більшості конструкційних матеріалів $\mu \approx 0,3$, для пробки для $\mu = 0$, для гуми, рідин, а також при пластичних деформаціях твердих тіл можна прийняти $\mu \approx 0,5$.

Залежність між напругою та відносною лінійною деформацією у зоні пружних деформацій підпорядковується закону Гука: *нормальні напруження прямо пропорційні лінійним деформаціям*:

$$\sigma = E\varepsilon. \quad (1.9)$$

У формулі (1.9) E – модуль поздовжньої пружності або модуль пружності першого роду. Він характеризує властивості матеріалу опиратися пружному деформуванню. Чим більший модуль E , тим важче деформується матеріал. Оскільки ε – безрозмірна величина, то одиниці вимірювання E ті ж, що і у напруження σ , тобто Паскаль. Для конструкційних сталей можна приймати $E \approx 2 \cdot 10^{11} \text{Па} = 2 \cdot 10^5 \text{МПа}$, для міді - $E \approx 1 \cdot 10^5 \text{МПа}$.

Якщо у формулу (1.9) закону Гука підставити значення σ та ε з (1.5) і (1.6), то отримуємо запис закону Гука для визначення абсолютних деформацій:

$$\Delta l = \frac{N \cdot l_0}{E \cdot A}. \quad (1.10)$$

У цій формулі добуток $E \cdot A$ називається жорсткістю при розтягу. Слід враховувати, що формулою (1.10) можна користуватися на ділянці стержня, у межах якої N і A залишаються постійними.

При розв'язанні задач деформації твердого тіла широко використовується ілюстративний метод побудови епюр напружень, переміщень та ін. Епюра – це графічне зображення розподілу (графік) силових факторів по довжині елемента, що розглядається (стержня, брусу, пластини та ін.) або його перерізу (рис. 1.4).

Приклад розв'язку задач

Побудувати епюри поздовжніх сил, нормальних напружень і переміщень поперечних перерізів по довжині стержня, якщо $F_1=1000H$, $F_2=2000H$, $F_3=4000H$; $A_1=20\text{см}^2$, $A_2=10\text{см}^2$, $A_3=25\text{см}^2$; $l_1=l_2=l_3=l_4=l_5=0,25\text{м}$.

Розбиваємо стержень на ділянки, починаючи від вільного кінця (рис. 1.4,а). Межі ділянок проходять через точки прикладання зовнішніх сил і місця зміни розмірів поперечного перерізу.

1. Побудова епюри поздовжніх сил. Зробимо довільний переріз на ділянці l і складаємо для частини стержня, накресленої окремо на рис. 1.4,б, рівняння рівноваги:

$$\Sigma F_x = 0, \text{ або } F_1 - N_l = 0; N_l = F_1 = 1000H$$

Легко помітити, що у перерізі на ділянці 2 поздовжня сила $N_2 = F_1 = 1000H$ (рис. 1.4,в).

Зробимо переріз на ділянці 3, розглядаємо праву залишену частину стержня (рис. 1.4,г), одержимо:

$$\Sigma F_x = F_1 - F_2 - N_3 = 0, \\ \text{звідки } N_3 = F_1 - F_2 = 1000 - 2000 = -1000H.$$

Знак “мінус” вказує, що ділянка 3 зазнає стискування.

На ділянці 4 у перерізі діє та ж поздовжня сила, що і на ділянці 3 (рис. 1.4,д), тобто $N_4 = -1000H$.

Для перерізу на ділянці 5 (рис. 1.4,е) рівняння рівноваги має вигляд:

$$\Sigma F_x = F_1 - F_2 + F_3 - N_5 = 0; N_5 = 1000 - 2000 + 4000 = 3000H.$$

Для побудови епюри N проведемо вісь абсцис, паралельно осі стержня (рис. 1.4,є). Величини поздовжніх сил відкладаємо у вибраному масштабі від вісі епюри (вверх - додатні значення, вниз - від'ємні). У місцях прикладання зосереджених сил на епюрі відбувається стрибкоподібна зміна значення сили. Величина ”стрибка” дорівнює прикладеній у відповідному місці стержня зовнішній зосередженій силі. На епюру перпендикулярно вісі наносять штриховку, кожна лінія штриховки – це ордината графіка.

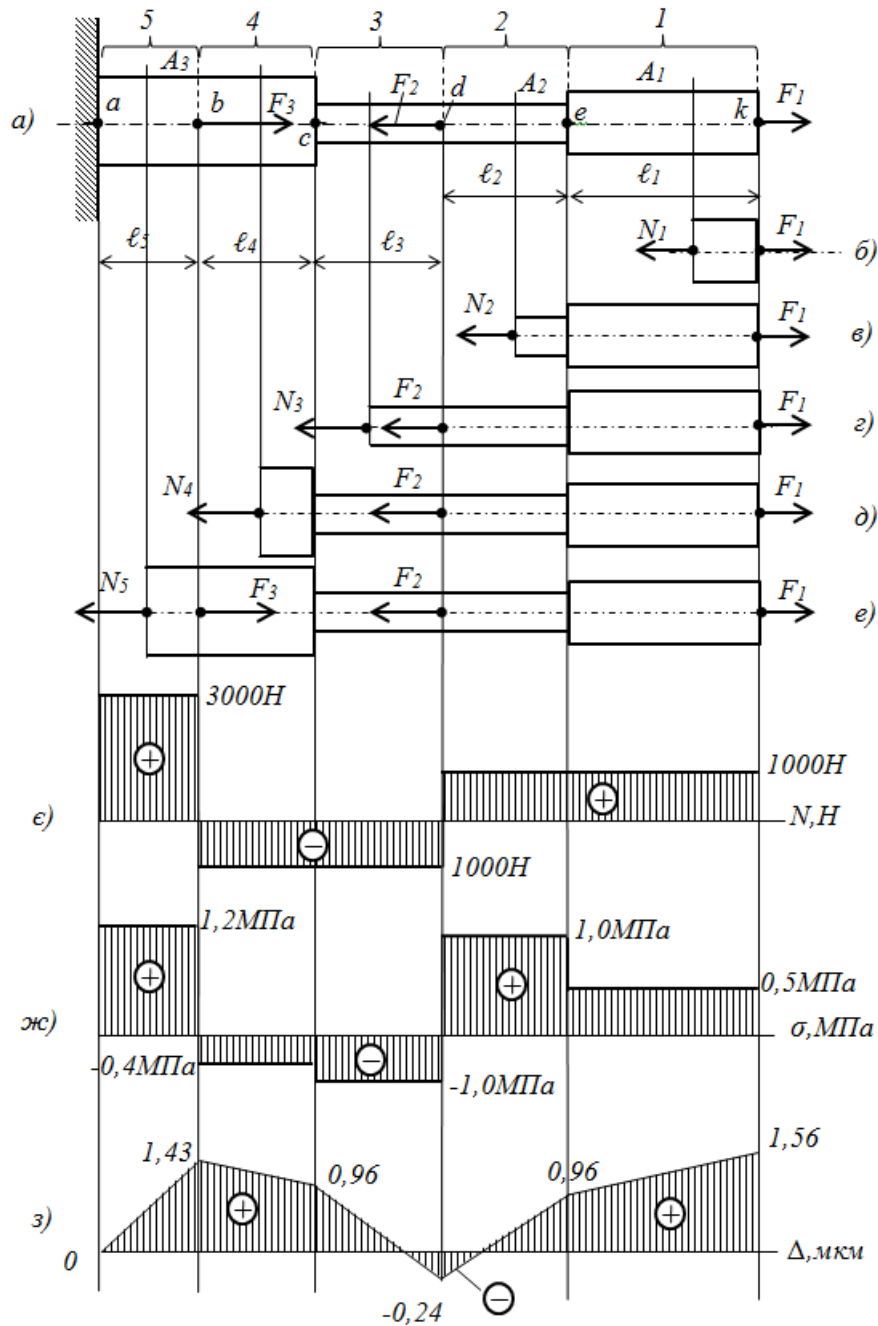


Рис. 1.4. Розрхункова схема та епюри напружень та деформацій

2. Побудова епюри напружень. Значення нормальних напружень розраховуємо за формулами:

- для ділянки 1: $\sigma_1 = N_1/A_1 = 1000/(20 \cdot 10^{-4}) = 5000000 \text{ Па}$ або $0,5 \text{ МПа}$;
- для ділянки 2: $\sigma_2 = N_2/A_2 = 1000/(10 \cdot 10^{-4}) = 10000000 \text{ Па}$ або $1,0 \text{ МПа}$;
- для ділянки 3: $\sigma_3 = N_3/A_2 = -1000/(10 \cdot 10^{-4}) = -10000000 \text{ Па}$ або $-1,0 \text{ МПа}$;
- для ділянки 4: $\sigma_4 = N_4/A_3 = -1000/(25 \cdot 10^{-4}) = -4000000 \text{ Па}$ або $-0,4 \text{ МПа}$;
- для ділянки 5: $\sigma_5 = N_5/A_3 = 3000/(25 \cdot 10^{-4}) = 12000000 \text{ Па}$ або $1,2 \text{ МПа}$.

У межах кожної з ділянок напруження постійні, тобто епюра паралельна вісі абсцис (рис. 1.4, ж).

Для розрахунків на міцність важливі перерізи, у яких виникають найбільші напруження, так звані небезпечні перерізи (див. ділянку 5, рис. 1.4,ж).

3. Побудова епюри переміщень. Для побудови епюри переміщень достатньо визначити видовження окремих ділянок стержня:

$$\Delta l_{ab} = \frac{\sigma_5 \cdot ab \cdot 10^6}{E} = \frac{1200000 \cdot 0,25 \cdot 10^6}{2,1 \cdot 10^{11}} = 1,43 \text{ мкм}$$

$$\Delta l_{bc} = \frac{\sigma_4 \cdot bc \cdot 10^6}{E} = \frac{-400000 \cdot 0,25 \cdot 10^6}{2,1 \cdot 10^{11}} = -0,47 \text{ мкм}$$

$$\Delta l_{cd} = \frac{\sigma_3 \cdot cd \cdot 10^6}{E} = \frac{-1000000 \cdot 0,25 \cdot 10^6}{2,1 \cdot 10^{11}} = -1,2 \text{ мкм}$$

$$\Delta l_{de} = \frac{\sigma_2 \cdot de \cdot 10^6}{E} = \frac{1000000 \cdot 0,25 \cdot 10^6}{2,1 \cdot 10^{11}} = 1,2 \text{ мкм}$$

$$\Delta l_{ek} = \frac{\sigma_1 \cdot ek \cdot 10^6}{E} = \frac{500000 \cdot 0,25 \cdot 10^6}{2,1 \cdot 10^{11}} = 0,6 \text{ мкм}$$

Побудову епюри переміщень слід починати від нерухомого перерізу, який у даному прикладі співпадає з жорстким защемленням у точці a , тобто $\Delta x_a = 0$.

Переміщення перерізу b дорівнює видовженню ділянки ab (ділянка 5) стержня:

$$\Delta x_b = \Delta l_{ab} = 1,43 \text{ мкм}.$$

При видовженні ділянки ab переріз b переміщується вправо. Відповідну ординату будемо вважати додатною і відкладемо (у вибраному масштабі) вгору від вісі епюри $\Delta l_{ab} = 1,43 \text{ мкм}$ (рис. 1.4,з).

Переміщення перерізу c складається з переміщення перерізу b і видовження ділянки 4 (Δl_{bc}):

$$\Delta x_c = \Delta l_{ab} + \Delta l_{bc} = 1,43 + (-0,47) = 0,96 \text{ мкм}.$$

Переріз c також переміщується вправо.

Аналогічно визначаємо переміщення перерізу d :

$$\Delta x_d = \Delta l_{ab} + \Delta l_{bc} + \Delta l_{cd} = 1,43 + (-0,47) + (-1,2) = -0,24 \text{ мкм}.$$

Переріз d переміщується вліво.

Переміщення перерізу e :

$$\Delta x_e = \Delta l_{ab} + \Delta l_{bc} + \Delta l_{cd} + \Delta l_{de} = 1,43 + (-0,47) + (-1,2) + 1,2 = 0,96 \text{ мкм}.$$

Переміщення перерізу k :

$$\Delta x_k = \Delta l_{ab} + \Delta l_{bc} + \Delta l_{cd} + \Delta l_{de} + \Delta l_{ek} = 1,43 + (-0,47) + (-1,2) + 1,2 + 0,6 = 1,56 \text{ мкм}.$$

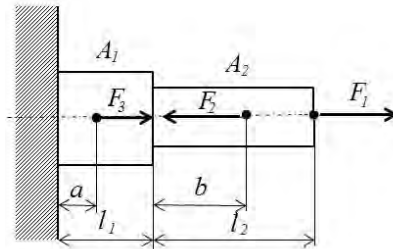
Переріз e та k переміщується вправо. Таким чином, загальна деформація стержня - видовження на 1,56 мкм.

Наносимо знайдені значення переміщень на епюру (рис. 1.4,з).

Питання для самоперевірки

1. Як визначається абсолютне і відносне видовження при деформації розтягу?

2. Сформулюйте закон Гука.
3. Що таке модуль поздовжньої пружності?
4. Що характеризує коефіцієнт Пуассона?
5. Як визначаються деформації при пружному розтягу?
6. Назвіть послідовність побудови епюр поздовжніх сил, нормальних напружень і переміщень при розтягу стержня.
7. Побудувати епюри поздовжніх сил, нормальних напружень і переміщень поперечних перерізів по довжині стержня якщо $F_1=2000\text{Н}$ $F_2=1600\text{Н}$, $F_3=3000\text{Н}$; $A_1=20\text{см}^2$, $A_2=10\text{см}^2$, $l_1=0,5\text{м}$, $l_2=1,5\text{м}$.



1.3. Механічні характеристики міцності

Здатність конструкційних матеріалів виконувати свої функції при різних видах навантаження визначається величинами, які називають механічними характеристиками. До них відносять граничні напруження, залишкові деформації, ударну в'язкість, твердість та ін. Механічні характеристики матеріалів визначають експериментально шляхом випробувань стандартних зразків під навантаженням.

За характером навантаження розрізняють випробування статичні, динамічні (змінним навантаженням) і на втомлюваність.

За видом деформації розрізняють випробування на розтягання, стискання, зріз, кручення, згинання та ін.

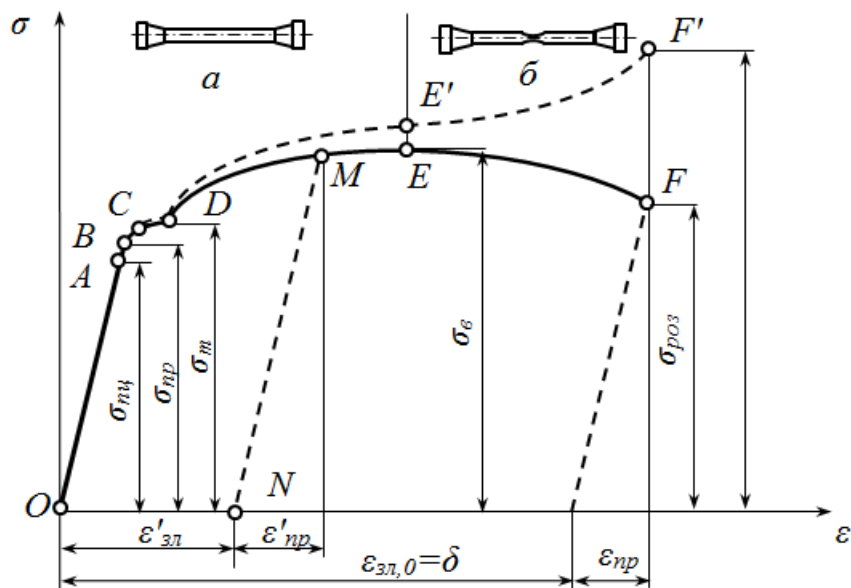


Рис. 1.5. Діаграма напружень для пластичних матеріалів:
 а – вигляд зразка до межі тимчасового опору;
 б – вигляд зразка після утворення шийки

Класичним є випробування на розтяг, результати яких є основою призначення механічних характеристик матеріалів. Для випробувань на розтяг використовують спеціально виготовлені зразки круглого перерізу (рис. 1.5,а). За результатами будують діаграму розтягу (рис. 1.5).

На діаграмі виділяють окремі ділянки і характерні точки.

1. Ділянка OA – зона пропорційності, на якій виконуються пропорційні співвідношення між Δl та N або між ε та σ .

Границя пропорційності σ_{nc} – це граничне напруження, до якого деформації матеріалу відповідають закону Гука.

Тангенс кута нахилу ділянки OA $\operatorname{tg}\alpha = \sigma/\varepsilon = E$.

2. Ділянка AB – зона пружності.

Між точками A і B діаграма трохи викривляється і закон Гука вже не виконується з достатньою точністю. Але, якщо напруження не перевищують значення точки B , то при повному розвантаженні зразок повертається до початкових розмірів. Якщо бути більш точним, положення т. B визначається за умови, що при розвантаженні залишкові деформації не перевищують $0,05\%$. Умовну границю пружності позначають $\sigma_{0,05}$.

Для сталі звичайної якості Ст.3 - $\sigma_{nc} \approx 210 \text{ МПа}$, $\sigma_{0,05} \approx 220 \text{ МПа}$.

3. Горизонтальна ділянка CD – площадка текучості. На цій ділянці деформація зростає майже без підвищення навантаження. Таке явище має назву текучості матеріалу.

Границя текучості (фізична) σ_m – це напруження, яке відповідає площадці текучості на діаграмі (рис. 1.5).

Для сталі Ст.3 - $\sigma_m \approx 240 \text{ МПа}$.

Діаграма розтягу деяких конструкційних матеріалів не має горизонтальної площадки текучості, тому для них не може бути визначена фізична границя текучості. Для таких матеріалів через важливість цієї механічної характеристики вводять умовну границю текучості $\sigma_{0,2}$ – це таке напруження, якому відповідають залишкові деформації $0,2\%$.

4. Ділянка DE - зона зміцнення. Після того, як матеріал пройшов стан текучості, він «зміцнюється», бо до нього повертається здатність опиратися розтягу. Для збільшення довжини зразка необхідно знову збільшувати навантаження. Але діаграма підіймається за точкою D більш полого, ніж у зоні пружності.

Границя міцності або тимчасовий опір σ_σ (відповідає точці E діаграми) – це відношення максимальної сили P_{max} , яку може витримати зразок до його початкової площі перерізу S_0 .

Для сталі Ст. 3 - $\sigma_\sigma \approx 400-500 \text{ МПа}$.

5. Ділянка EF - зона локальної текучості. Доки навантаження зростало від нуля до максимального значення (точка E), зростання деформацій як пружних, так і пластичних (залишкових) відбувалося рівномірно по всій розрахунковій довжині зразка. При досягненні на діаграмі точки E на зразку виникає місцеве звуження – шийка (рис. 1.5,б). З цієї миті деформації зростають лише поблизу

шийки, яка швидко тоншає і, як наслідок, падає зусилля і умовне напруження. У точці F зразок розривається.

У процесі навантаження зразка його довжина зростає, а переріз зменшується. У точці E дійсна площа перерізу S_1 вже суттєво відрізняється від початкової площі S_0 , але для спрощення розрахунків всі характеристики міцності обчислюються, виходячи з величини S_0 , тобто в умовних напруженнях (суцільна лінія на рис. 1.5). Діаграма дійсних напружень, для яких враховується зміна площі перерізу S , показана на рисунку 1.5 штриховою лінією.

За межами зони пружності матеріал зразка деформується пружно-пластично. Якщо з будь-якого місця діаграми вище точки B , наприклад з точки M , провести розвантаження, то лінія розвантаження MN буде завжди паралельною ділянці OA . Точка N відповідає величині залишкової деформації $\varepsilon_{зл}$. Зрозуміло найбільше значення залишкової деформації відповідає моменту руйнування зразка $\varepsilon_{зл,0}$. Відношення найбільшого видовження зразка до початкового розміру у процентах δ - остаточне значення пластичної деформації:

$$\delta = \frac{\ell_1 - \ell_0}{\ell_0} \cdot 100, \quad \% \quad (1.11)$$

де ℓ_1 , ℓ_0 - відповідно довжина зразка у момент руйнування та початкова довжина.

За величиною остаточного значення пластичної деформації матеріали поділяють на пластичні $\delta > 5\%$ (вуглецеві сталі, мідь тощо) та крихкі $\delta < 5\%$ (чавуні, скло, бетон тощо)

Діаграми розтягу для крихких матеріалів суттєво відрізняється від діаграм пластичних (рис. 1.6,б). На діаграмах відсутні зони текучості, зміцнення та локальної текучості. Зразки руйнуються без утворення шийки.

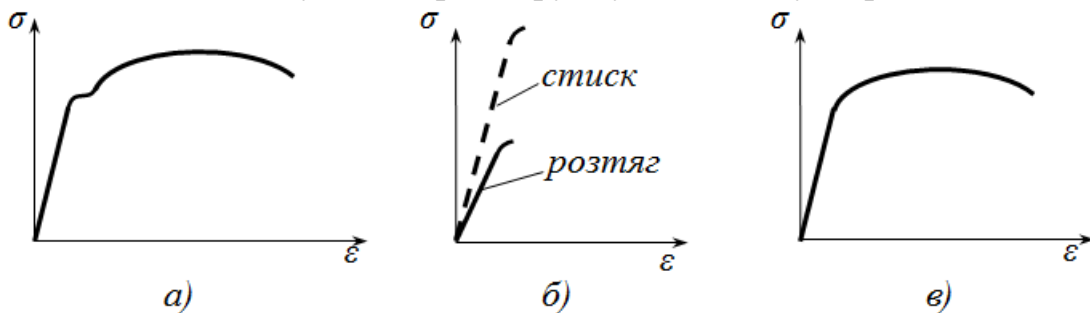


Рис. 1.6. Характерні вигляди діаграм розтягу для пластичних (а), крихких (б) та пружно-пластичних матеріалів (в)

Існує ряд матеріалів, які характеризуються пластичністю, але на їх діаграмах розтягу (рис. 1.6,в) відсутня зона текучості (наприклад, алюміній, дюралюміній). Такі матеріали називають пружно-пластичними.

Діаграми стиску пластичних та пружно-пластичних матеріалів практично співпадають з діаграми розтягу, відповідно такі матеріали мають однакові характеристики міцності при сприйнятті навантажень розтягу – стиску. Інша справа для крихких матеріалів, для них при незмінному вигляді діаграм, межа міцності при стиску у декілька разів вища, ніж при розтягу (рис.1.6,б). Ця

особливість визначає використання крихких матеріалів у якості різного роду опор, тобто об'єктів (деталей, споруд), що працюють на стиск.

Якщо зразок, який знаходиться у зоні пружно-пластичної деформації (т. M) розвантажити (лінія MN), а потім знову навантажити, то лінія навантаження NM завжди збігається з лінією розвантаження. Якщо не враховувати залишкову деформацію і умовно помістити початок координат у точку N , то вийде, що зона пропорційності NM стала більшою ніж була спочатку. Таким чином, після попереднього пластичного деформування границя пропорційності матеріалу зростає. Це явище має назву наклеп. Воно використовується у техніці для зміцнення деталей. Водночас наклеп ускладнює процес обробки деталей та надає матеріалу підвищеної крихкості.

Безвідмовна робота будь-якого елемента конструкцій можлива лише у тому випадку, коли максимальне напруження у ньому не перевищує деякої величини, при якій конструкція може виконувати свої функції. Максимальне безпечне напруження називається допустимим. Воно визначається як відношення граничного небезпечного напруження для заданого матеріалу при відповідній деформації (стиск або розтяг) до нормативного (призначеного нормами проектування конструкцій) коефіцієнту запасу:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{gp}}{[n]} \quad (1.12)$$

Значення нормативного коефіцієнту запасу $[n]$ лежить в межах 1,5 – 5. Його величина залежить від умов роботи деталі, точності методів розрахунку, властивостей матеріалу, призначення конструкції та інших факторів. Більш детальні рекомендації щодо нормативного коефіцієнта запасу наводяться у спеціальній довідниковій літературі у залежності від галузі техніки, досвіду проектування та експлуатації машин певного типу.

Таблиця 1.1

Орієнтовні значення допустимих напружень на розтяг(стиск)

Матеріал	Допустиме напруження, МПа	
	розтяг	стиск
Чавун сірий	28...80	120...150
Сталь Ст 3	160	160
Сталь конструкційна вуглецева	60...250	60...250
Сталь конструкційна легована	100...400 і вище	100...400 і вище
Мідь	30...120	30...120
Алюміній	30...80	30...80
Дуралюмін	80...150	80...150
Сосна вздовж волокон	7...10	10..12
Сосна впоперек волокон	-	1,5...2
Дуб вздовж волокон	9...13	13...15
Дуб впоперек волокон	-	3...3,5

Величини допустимих напружень для деяких конструкційних матеріалів наведено у таблиці 1.1.

Граничним напруженням для пластичних матеріалів прийнято вважати границю текучості ($\sigma_{gp} = \sigma_m$), для пружно-пластичних – границю досягнення

відносної деформації $0,2\%$ ($\sigma_{zp} = \sigma_{0,2}$), а для крихких матеріалів – границю міцності при розтяганні ($\sigma_{zp} = \sigma_{sp}$) або стисканні ($\sigma_{zp} = \sigma_{sc}$).

За допомогою поняття допустимої напруги можна сформулювати умову міцності, яка має вигляд, наприклад, для деформації розтягу - стиску:

$$\sigma_{max} \leq [\sigma] \text{ або } \sigma_{max} = \frac{N_{max}}{A} \leq [\sigma]. \quad (1.13)$$

Умова міцності дозволяє розв'язувати задачі трьох типів:

1) перевіряти міцність стержня, тобто визначати, за заданим навантаженням та розмірами поперечного перерізу, максимальне напруження σ_{max} і порівнювати його з допустимим за формулою (1.13);

2) визначати розміри поперечного перерізу за відомим навантаженням і величиною допустимого напруження:

$$A = \frac{N_{max}}{[\sigma]}; \quad (1.14)$$

3) визначати величини допустимої поздовжньої сили за заданими розмірами поперечного перерізу стержня і відомим допустимим напруженням:

$$[N] \leq A \cdot [\sigma]; \quad (1.15)$$

Умова жорсткості, тобто обмеження деформації стержня постійного перерізу, буде мати вигляд:

$$\Delta l = \frac{N \cdot l_0}{E \cdot A} \leq [\Delta l] \quad (1.16)$$

де $[\Delta l]$ – допустима з умов проектування лінійна деформація.

При навантаженні пружного тіла зовнішні сили виконують роботу на здійснення видовження або скорочення розміру стержня. Ця робота E у відповідності з законом збереження енергії переходить у потенціальну енергію U деформації пружного тіла. При розвантаженні тіла за рахунок потенціальної енергії виконується робота. Таким чином, пружне тіло має здатність акумулювати енергію. Це особливість пружних тіл широко використовується в техніці при проектуванні пружин, ресор, амортизаторів і та ін.

У техніці дуже часто використовуються деталі, що мають отвори, виступи, виточки, пропили та ін. При розтягу у місцях різкої зміни поперечного перерізу відбувається збільшення (концентрація) місцевих напружень. Вони є причиною місцевого руйнування деталі, що подальшому веде до повної втрати міцності деталі загалом.

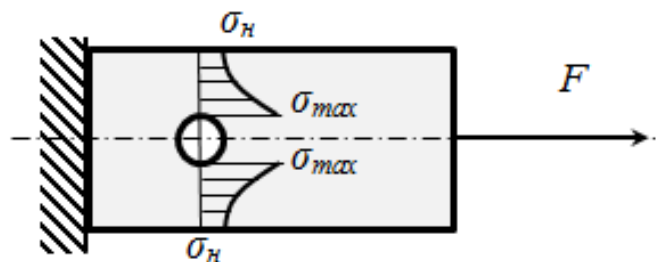


Рис. 1.7. Концентрація напружень поблизу круглого отвору при розтягу пластини

Так, у пластині, що розтягується силою F , яка діє вздовж її осі (рис.1.7), максимальне напруження σ_{max} біля отвору значно перевищує номінальне σ_n .

Теоретичним коефіцієнтом концентрації напружень називають відношення:

$$\alpha = \sigma_{max} / \sigma_n, \quad (1.17)$$

де $\sigma_n = N/A$;

N – нормальна сила у послабленому перерізі;

A – площа послабленого перерізу (площа нетто).

У реальних умовах коефіцієнт концентрації напружень дещо менший теоретичного. Він називається ефективним коефіцієнтом концентрації напружень:

$$\beta = \sigma_e / (\sigma_e)_k, \quad (1.18)$$

де σ_e – межа міцності матеріалу при випробуванні зразка без концентратора напружень;

$(\sigma_e)_k$ – межа міцності при випробуванні зразка з концентратором напружень.

Таблиця 1.2

Коефіцієнти концентрації напружень в стержнях круглого поперечного перерізу

Вид концентратора напружень	Коефіцієнт концентрації напружень, α
Перехід під прямим кутом	2,0
Гостра V-подібна виточка	3,0
Отвір при відношенні діаметру отвору до діаметру стержня 0,1...0,33	2,0
Галтель при відношенні радіуса галтелі до діаметра стержня 0,125	1,5
0,25	1,2
0,5	1,1
Риска від різця	1,2...1,4

Концентратори значно зменшують міцність елементів конструкцій, особливо виготовлених з крихких матеріалів, тому при проектуванні намагаються уникати різких змін поперечних перерізів за рахунок галтелей та інших заокруглень.

Приклад розв'язування задач

Стальний стержень розтягується силою $F=150$ кН (рис. 1.3). Визначити потрібні розміри поперечного перерізу стержня. У розрахунках прийняти $\sigma_m=570$ МПа, $\sigma_{max}=720$ МПа, коефіцієнт запасу $[n]=1,5$.

Умова міцності при розтягу:

$$\sigma_{max} = \frac{N_{max}}{A} \leq [\sigma],$$

звідки

$$A_{min} = \frac{N_{max}}{[\sigma]}.$$

Допустима напруга для сталі (пластичний матеріал - є межа текучості) визначається:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_m}{[n]} = \frac{570}{1,5} = 380 \text{ МПа}.$$

Максимальна внутрішня сила у нашому випадку:

$$N = F = 150 \text{ кН}.$$

Мінімальна площа поперечного перерізу стержня:

$$A_{min} = \frac{N_{max}}{[\sigma]} = \frac{150 \cdot 10^3}{380} = 394,7 \text{ мм}^2.$$

Для перерізу у вигляді круга, діаметр стержня:

$$d = \sqrt{\frac{4A}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 394,7}{3,14}} = 22,4 \text{ мм}.$$

Заокруглюємо значення діаметра до ближчого більшого стандартного, приймаємо $d=25$ мм.

Для прямокутного перерізу з відношенням сторін 1:2, менша сторона

$$a = \sqrt{\frac{A}{2}} = \sqrt{\frac{394,7}{2}} = 14,05 \text{ мм}$$

Приймаємо стандартне значення $a=16$ мм, тоді більша сторона $b=16 \cdot 2=32$ мм.

Питання для самоконтролю

1. Назвіть характерні точки на діаграмі розтягу пластичних матеріалів?
2. Які основні ділянки має діаграма розтягу?
3. Для яких матеріалів має місце ділянка текучості?
4. Що таке умовна границя текучості?
5. У чому полягає явище наклепу?
6. Як відрізняють пластичні матеріали від крихких?
7. Як призначається допустиме напруження для пластичних і крихких матеріалів?
8. Що враховує коефіцієнт запасу міцності?
9. Сформулюйте умову міцності стержня при розтягу.
10. Що таке концентрація напружень і як вона впливає на міцність елементів конструкцій?
11. Стальний стержень розтягується силою $F=15$ кН. Визначити потрібні розміри поперечного перерізу стержня. У розрахунках прийняти $\sigma_m=240$ МПа, коефіцієнт запасу $[n]=3$.

1.4. Чистий зсув. Закон Гука при зсуві

Зсув – це вид навантаження (деформування) бруса, при якому у поперечному перерізі бруса діє тільки внутрішня поперечна сила Q . Практичним прикладом такого навантаження є різання ножицями.

Розглянемо брус, перпендикулярно осі якого прикладені дві рівні протилежно направлені сили F , лінії дії яких паралельні і знаходяться на

незначній відстані h (рис. 1.8,а). У такому випадку елемент бруса довжиною h зазнає деформації зсуву.

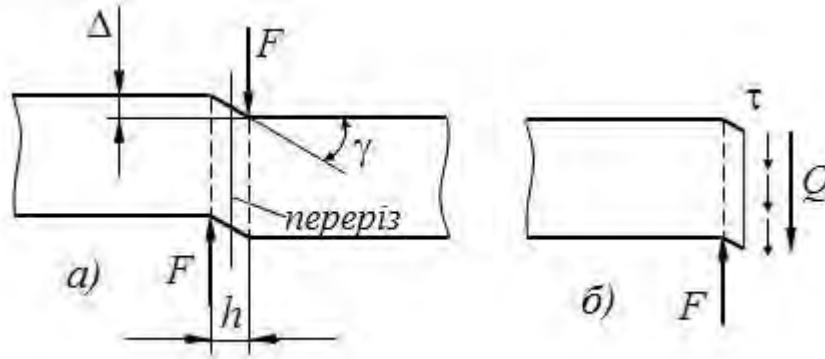


Рис. 1.8. Модель зсуву при різанні прутка

При зсуві вірний закон Гука для дотичних напружень: *дотичні напруження τ прямо пропорційні кутовим деформаціям γ* :

$$\tau = G \cdot \gamma, \quad (1.19)$$

де G – модуль пружності другого роду або модуль зсуву.

Для сталі $G \approx 80 \text{ ГПа}$. Можна теоретично довести, що модулі пружності першого та другого роду зв'язані між собою такою залежністю:

$$G = \frac{E}{2(1 + \mu)}. \quad (1.20)$$

При деформації елемента у межах пружності значення $\Delta/h = \text{tg} \gamma$ дуже мале і його можна прийняти рівним куту зсуву:

$$\gamma \approx \text{tg} \gamma = \Delta/h. \quad (1.21)$$

Для інженерних розрахунків розподіл деформацій і напружень у перерізі умовно приймають рівномірним (рис. 1.8,б). Тоді дотичне напруження розраховується:

$$\tau = \frac{Q}{A}. \quad (1.22)$$

Підставивши у формулу закону Гука (1.19) вирази для γ (1.21) і τ (1.22), отримаємо формулу для визначення абсолютного зсуву:

$$\Delta = \frac{Q \cdot h}{G \cdot A}. \quad (1.23)$$

У цій формулі добуток $G \cdot A$ називається жорсткістю при зсуві.

Умова міцності при зсуві має вигляд:

$$\tau_{\max} = \frac{Q_{\max}}{A} \leq [\tau], \quad (1.24)$$

де $[\tau]$ – допустима дотична напруга(орієнтовно $[\tau] = (0,5-0,6)[\sigma]$).

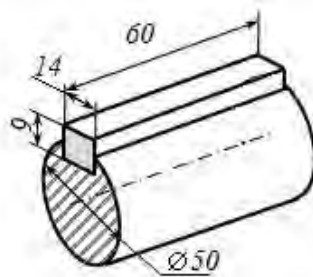
Умова жорсткості при зсуві:

$$\Delta = \frac{Q \cdot h}{G \cdot A} \leq [\Delta]. \quad (1.25)$$

де $[\Delta]$ – допустимий з умов проектування зсув.

Приклад розв'язку задачі

Перевірити шпонку на міцність, якщо вал передає крутний момент $T = 1200 \text{ Н}\cdot\text{м}$. Допустимі напруження на зріз $[\tau_{зр}] = 90 \text{ МПа}$, на зминання $[\sigma_{зм}] = 280 \text{ МПа}$, діаметр вала $d = 50 \text{ мм}$, довжина шпонки $\ell = 60 \text{ мм}$, ширина шпонки $b = 14 \text{ мм}$, висота шпонки $h = 9 \text{ мм}$.



Визначаємо колове зусилля:

$$F = \frac{2 \cdot T}{d} = \frac{2 \cdot 1200}{0,05} = 48000 \text{ Н}.$$

1. Перевіряємо шпонку за умовою міцності на зріз:

$$\tau = \frac{Q}{A_{зр}} \leq [\tau_{зр}], \text{ у нашому випадку } Q = F.$$

$A_{зр}$ – площа зрізу, у нашому випадку це повздовжній переріз шпонки:

$$A_{зр} = b \cdot \ell = 14 \cdot 60 = 840 \text{ мм}^2 \text{ або } A_{зр} = 0,84 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2.$$

Дотична напруга у перерізі зрізу:

$$\tau = \frac{48000}{0,84 \cdot 10^{-3}} = 57,1 \cdot 10^6 \text{ Па} \text{ або } \tau = 57,1 \text{ МПа} < 90 \text{ МПа},$$

умова міцності на зріз виконується.

2. Перевіряємо шпонку за умовою міцності на зминання:

$$\sigma_{зм} = \frac{F}{A_{зм}} \leq [\sigma_{зм}]$$

$A_{зм}$ – площа зминання, у нашому випадку це половина бічної поверхні шпонки:

$$A_{зм} = (h \cdot 0,5) \cdot \ell = (9 \cdot 0,5) \cdot 60 = 270 \text{ мм}^2 \text{ або } A_{зм} = 0,27 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2.$$

$$\sigma_{зм} = \frac{48000}{0,27 \cdot 10^{-3}} = 177,8 \cdot 10^6 \text{ Па} \text{ або } \sigma_{зм} = 177,8 \text{ МПа} < [\sigma_{зм}] = 280 \text{ МПа},$$

умова міцності на зминання виконується

Питання для самоконтролю

1. Який вид деформації називається зсувом? Наведіть приклади.
2. Які напруги виникають при зсуві?
3. Поясніть закон Гука для деформації зсуву.
4. Який зв'язок між модулями пружності першого та другого роду?
5. Сформулюйте умови міцності і жорсткості при зсуві.

6. Перевірте шпонку на міцність, якщо вал передає крутний момент $T = 2000 \text{ Н}\cdot\text{м}$, допустимі напруження на зріз $[\tau_{зр}] = 90 \text{ МПа}$, на зминання $[\sigma_{зм}] = 280 \text{ МПа}$, діаметр вала $d = 60 \text{ мм}$, довжина шпонки $\ell = 80 \text{ мм}$, ширина шпонки $b = 16 \text{ мм}$, висота шпонки $h = 10 \text{ мм}$.

1.5. Деформація кручення

Кручення – це вид навантаження бруса, при якому у поперечному перерізі бруса діє тільки внутрішній крутний момент T_x . Брус, навантажений крутним моментом, називають валом (незалежно від форми перерізу). Кручення можна представити як зсуви при обертанні поперечних перерізів.

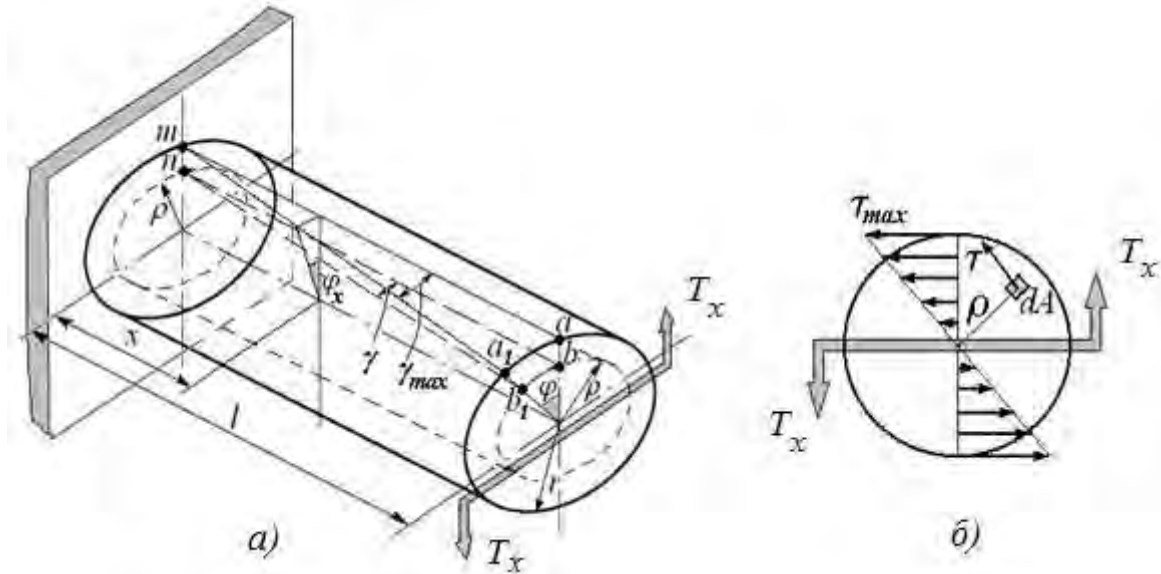


Рис. 1.9. Модель кручення круглого вала

Розглянемо статичну сторону задачі. Зробимо переріз на довільній відстані x від затиснення (рис. 1.9,а). При зсуві в поперечних перерізах вала виникають тільки дотичні напруження. Виділимо у перерізі (рис. 1.9,б) нескінченно малу площадку dA на відстані ρ від осі вала. Дотична сила $\tau \cdot dA$, яка діє на цій площадці, створює відносно осі вала елементарний крутний момент $dT_x = \tau \cdot dA \cdot \rho$. Повний момент внутрішніх сил (внутрішній крутний момент) визначиться після інтегрування по площі A :

$$T_x = \int_A \tau \cdot \rho \cdot dA. \quad (1.26)$$

З іншого боку момент T_x визначається за зовнішніми навантаженнями з умов рівноваги відрізаної частини вала.

Фізична сторона задачі відповідає закону Гука при зсуві:

$$\tau = G \cdot \gamma. \quad (1.27)$$

Кут зсуву в нашому випадку визначається:

$$\gamma = \frac{a\ddot{a}_1}{l} = \frac{\rho \cdot \varphi}{l} = \theta \cdot \rho, \quad (1.28)$$

де φ - кут закручення, які вважають лінійною функцією x ;

$\theta = \varphi/l$ – відносний (погонний) кут закручення - постійна величина при прийнятому припущенні.

Повне значення крутного моменту знайдеться після інтегрування (1.26) з урахуванням (1.27 та 1.28):

$$T_x = \int_A G \cdot \gamma \cdot \rho \cdot dA = \int_A G \cdot \theta \cdot \rho \cdot \rho \cdot dA = G \cdot \theta \cdot \int_A \rho^2 \cdot dA. \quad (1.29)$$

Інтеграл $\int_A \rho^2 dA$ - це полярний момент інерції поперечного перерізу валу I_p , тоді:

$$T_x = G \cdot \theta \cdot I_p. \quad (1.30)$$

З рівнянь (1.27,1.28) та (1.30) отримаємо загальну формулу для розрахунку дотичних напружень у довільній точці перерізу вала:

$$\tau = \frac{T_x \cdot \rho}{I_p}. \quad (1.31)$$

Таким чином, дотичні напруження при крученні зростають за лінійним законом пропорційно відстані точки перерізу від осі вала. Згідно з епюром напруження τ (рис. 1.9,б) у точках, однаково віддалених від осі, рівні за величиною і спрямовані перпендикулярно до радіусу-вектору даної точки.

Максимальні напруження діють у найвіддаленіших від осі точках перерізу, тобто при $\rho = \rho_{\max} = r$:

$$\tau_{\max} = \frac{T_x \cdot r}{I_p} = \frac{T_x}{W_p}, \quad (1.32)$$

де $W_p = \frac{I_p}{r} = \frac{\pi d^3}{16}$ – полярний момент опору.

Умова міцності при крученні має вигляд:

$$\tau_{\max} = \frac{T_{x\max}}{W_p} \leq [\tau], \quad (1.33)$$

де $[\tau]$ – допустиме напруження при крученні; $[\tau] = (0,5 \dots 0,6)[\sigma]$.

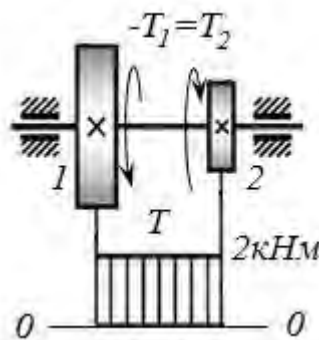
При необхідності перевіряють також умову жорсткості вала:

$$\theta_{\max} = \frac{T_{x\max}}{G \cdot I_p} \leq [\theta], \quad (1.34)$$

де $[\theta]$ – допустимий погонний кут закручення.

Приклад розв'язку задачі

Призначити діаметр вала, якщо він передає крутний момент 2000 Нм , допустима напруга на кручення для матеріалу вала $[\tau] = 100 \text{ МПа}$.



З умови міцності при крученні визначаємо потрібний полярний момент опору перерізу вала:

$$\tau = \frac{T_{\max}}{W_p} \leq [\tau_{zp}], \text{ звідки } W_{p,\min} = \frac{T_{\max}}{[\tau]} = \frac{2000}{100 \cdot 10^6} = 20 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$$

Полярний момент опору для круглого перерізу складає:

$$W_{p,min} = \frac{\pi \cdot d^3}{16} \text{ звідки } d = \sqrt[3]{\frac{16W_p}{\pi}}.$$

Тоді діаметр вала:

$$d_{min} = \sqrt[3]{\frac{16W_{p,max}}{\pi}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 20 \cdot 10^{-6}}{3,14}} = 4,68 \cdot 10^{-2} \text{ м або } d_{min} = 46,8 \text{ мм.}$$

Заокруглюємо до більшого стандартного розміру, приймаємо $d=48 \text{ мм}$.

Питання для самоконтролю

1. Який вид деформації називається крученням?
2. Що називається повним і відносним кутом закручування валу?
3. Які напруження виникають у поперечному перерізі валу круглого перерізу при крученні і як вони спрямовані?
4. Як розраховують дотичні напруги при крученні?
5. У яких точках поперечного перерізу виникають максимальні напруження?
6. Прокоментуйте залежність між відносним (погонним) кутом закручення і моментом, що діє на брус.
7. Сформулюйте умови міцності і жорсткості при крученні.
8. Призначте діаметр вала, якщо він передає крутний момент 1500 Нм . Допустима напруга на кручення для матеріалу вала $[\tau] = 50 \text{ МПа}$.

1.6. Згин. Нормальні та дотичні напруження при згині

Згин – це вид навантаження (деформування) бруса, при якому у його поперечному перерізі діє внутрішній згинальний момент M , внаслідок чого ось бруса викривляється. Брус, що працює на згин, називається балкою.

Згин може виникати під дією зовнішніх поперечних сил (зосереджених або розподілених по довжині бруса) та моментів пар сил (рис. 1.10).

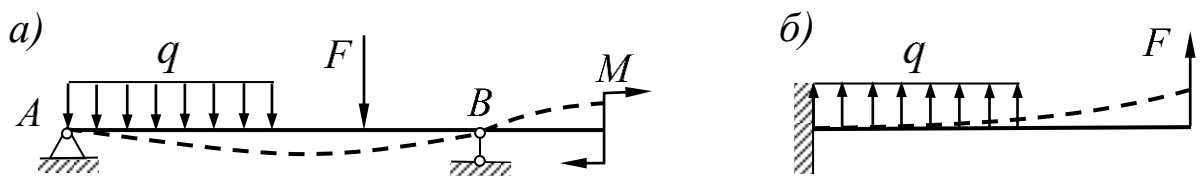


Рис. 1.10. Приклади розрахункових схем балок при згині

Розрізняють:

- чистий згин ($M=const, Q=0$);
- поперечний згин ($M \neq 0, Q \neq 0$);

Якщо площина дії згинального моменту (силова площина) проходить через одну з головних центральних висей поперечного перерізу балки, згин називається плоским прямим. При цьому викривлена ось балки буде плоскою кривою, яка розташована в силевій площині.

При чистому згині поперечні перерізи залишаються плоскими, повертаються, але залишаються нормальними до зігнутої осі балки. Довжина

волокна, що лежить у нейтральному шарі при згинанні не змінюється (рис. 1.11), а волокна що лежать вище стискаються ($b_1 < b$), а ті що нижче розтягуються ($b_2 > b$). Відметемо, що у випадку поперечного згину виникає внутрішня поперечна сила, яка породжує додаткові дотичні напруги.

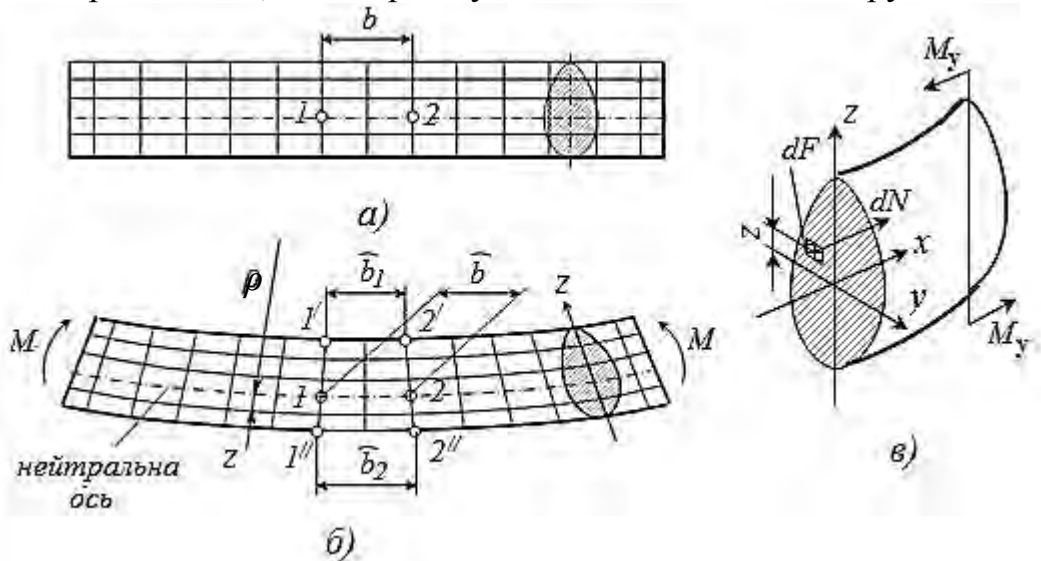


Рис. 1.11. Деформація балки при чистому згинанні (а,б), сили у перерізі (в)

Визначимо нормальні напруження у балці при чистому згині. Відповідно до закону Гука нормальні напруження прямо пропорційні відносному видовженню ε (1.9). Видовження шару на відстані z від нейтральної осі, у межах кута $d\varphi$ дорівнює довжині дуги $z \cdot d\varphi$. Тоді відносне видовження складає $\varepsilon = z \cdot d\varphi / (\rho \cdot d\varphi)$, або $\varepsilon = z / \rho$ (ρ – радіус кривизни нейтральної осі). Таким чином, нормальні напруження визначаються:

$$\sigma = E \frac{z}{\rho}. \tag{1.35}$$

Елементарний згинальний момент від напруження на площадці dA визначиться (рис. 1.11,в):

$$dM_y = dN \cdot z = \sigma \cdot dA \cdot z = E \cdot \frac{z}{\rho} \cdot dA \cdot z = \frac{E}{\rho} \cdot z^2 \cdot dA. \tag{1.36}$$

Повне значення згинального моменту знайдеться після інтегрування:

$$M_y = \int_A \frac{E}{\rho} \cdot z^2 \cdot dA = \frac{E}{\rho} \cdot \int_A z^2 dA. \tag{1.37}$$

Інтеграл $\int_A z^2 dA$ це осьовий момент інерції поперечного перерізу вала I_y , тоді:

$$M_y = \frac{E}{\rho} \cdot I_y. \tag{1.38}$$

З рівнянь(1.35) та (1.38) отримаємо загальну формулу для розрахунку нормальних напружень у довільній точці перерізу вала:

$$\sigma = \frac{M_y z}{I_y}, \quad (1.39)$$

де M_y – згинальний момент;

z – відстань від нейтральної осі;

I_y – осьовий момент інерції перерізу балки відносно вісі y .

Як бачимо, нормальні напруження змінюються пропорційно відстані від нейтрального шару (осі). Максимальні значення нормальні напруження досягають на найбільшій відстані від нейтральної осі:

$$\sigma_{max} = \frac{M_y z_{max}}{I_y} = \frac{M_y}{W_y}. \quad (1.40)$$

Відношення $\frac{I_y}{z_{max}} = W_y$ – осьовий момент опору відносно вісі y . Осьовий

момент опору є геометричною характеристикою поперечного перерізу балки.

Якщо переріз балки симетричний відносно нейтральної осі (такі перерізи найчастіше використовуються у техніці) і матеріал балки однаково опирається розтяганням та стисканню, то умова міцності балок при згинанні буде мати такий вигляд:

$$\sigma_{max} = \frac{M_{ymax}}{W_y} \leq [\sigma]. \quad (1.41)$$

Значення W_y для найпростіших перерізів:

а) для прямокутника з шириною основи b і висотою h :

$$W_y = \frac{bh^2}{6}, \quad (1.42)$$

б) для круга діаметром d :

$$W_y = \frac{\pi d^3}{32} \approx 0,1d^3, \quad (1.43)$$

в) для кільцевого перерізу з діаметром d , внутрішнім d_0 ($c=d_0/d$):

$$W_y = \frac{\pi d^3}{32} (1 - c^4) \approx 0,1d^3 (1 - c^4). \quad (1.44)$$

Умова міцності балок при згинанні дозволяє підібрати відповідний переріз балки або визначити допустиме навантаження на балку.

Для визначення дотичних напруг користуються формулою, отриманою професором Журавським для дотичних напружень у прямокутних перерізах. Інженерна практика довела, що цю формулу з достатнім ступенем точності можна використовувати і для інших типів перерізів.

$$\tau = \frac{QS_y^*}{bI_y}. \quad (1.45)$$

У формулі (1.45) S_y^* – статичний момент відрізаної на висоті z площадки поперечного перерізу A (рис. 1.12).

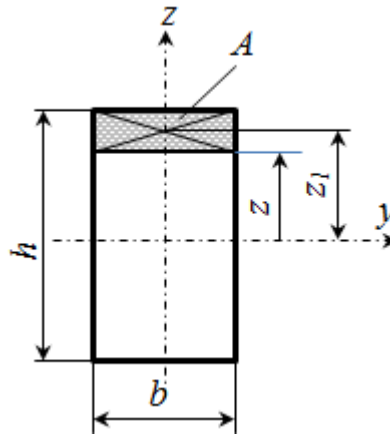


Рис. 1.12. До визначення дотичних напруг при поперечному згині

Для випадку прямокутного перерізу:

$$S_y^* = Az_1, \quad (1.46)$$

де z_1 – відстань до центру ваги площадки A .

Після перетворень отримуємо формулу розподілу дотичних напруг у прямокутному перерізі:

$$\tau = \frac{3 Q}{2 bh} \left(1 - \frac{4z^2}{h^2} \right) \quad (1.47)$$

Цей вираз вказує на параболічний характер зміни дотичних напружень по висоті перерізу.

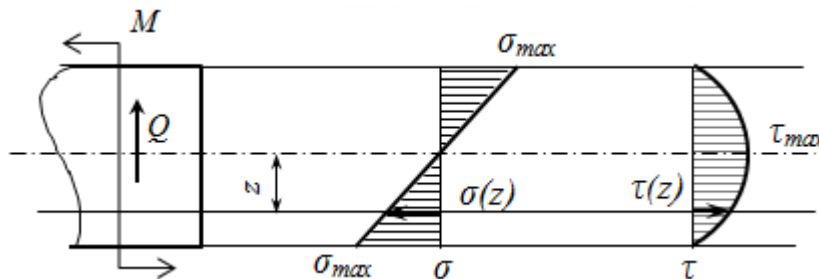


Рис. 1.13. Розподіл нормальних і дотичних напружень при поперечному згинанні балки

Неважко помітити, що $\tau = 0$ у верхньому та нижньому шарах балки, тобто в тій зоні, де нормальні напруження σ досягають максимальних значень (рис. 1.13). Максимальне значення дотичних напруг спостерігається при $z=0$ – на нейтральній осі балки, де нормальні напруги дорівнюють нулю:

$$\tau_{max} = \frac{3 Q}{2 bh}. \quad (1.48)$$

З (1.48) витикає, що максимальне значення τ більше від того, що було б отримане за розрахунками на звичайний зсув в 1,5 рази.

Умова міцності за дотичними напруженнями:

$$\tau_{max} = \frac{QS_{y,max}^*}{b_{min} I_y} \leq [\tau]. \quad (1.49)$$

Для підбору розмірів перерізу по величині допустимих дотичних напружень треба було б одночасно визначити три величини, пов'язані між собою b , I_y та $S_{y,max}^*$, що є неможливим. Тому на практиці спочатку підбирають розміри перерізу з умови міцності за нормальними напруженнями, а далі перевіряють їх за формулою (1.48). Якщо результати розрахунків задовольняють, що частіш і буває, розрахунок закінчують.

Раціональні форми поперечних перерізів балок. Переріз вважається раціональним, якщо він забезпечує міцність даної балки при її мінімальній вазі. Встановлено, що втрата міцності у першу чергу пов'язана з величиною нормальних напружень σ . Як свідчить еюра σ , матеріал, розташований поблизу нульової лінії, навантажений дуже мало. Тому, чим більшу частину площі перерізу винесено від нульової лінії на периферію, тим раціональним буде переріз.

Наприклад, балка прямокутного перерізу з розмірами сторін a і $2a$, яку встановлено на опори більшою її стороною, має момент опору $W_1 = 2a^3/6$, а якщо меншою то $W_2 = 4a^3/6$. Отже у другому випадку нормальні напруження в балці (при однаковому навантаженні) будуть у два рази меншими.

Для кількісної оцінки раціональності перерізу (за витратою матеріалу) використовується безрозмірна величина:

$$w_y = \frac{W_y}{\sqrt{A^3}}, \quad (1.50)$$

яка називається осьовим питомим моментом опору і залежить тільки від форми перерізу. Чим більша величина w_x тим переріз більше раціональний.

Найкращим з розповсюджених профілів балок є двотавр – у ньому найбільш повно реалізована ідея віддалення матеріалу від нульової лінії. Однак він стає нераціональним, якщо його орієнтувати так, щоб нульова лінія співпадала з віссю, відносно якої момент інерції мінімальний

Деформована під дією навантажень ось балки являє собою плавну криву, яка називається пружною лінією. Величина деформації при згині характеризується прогином Δz і кутом повороту δ поперечного перерізу.

Відомо, що радіус кривизни пружної лінії $y = f(x)$ визначається з формули:

$$\rho = \frac{[1 + (z')^2]^{3/2}}{z''}, \quad (1.51)$$

де $z' = \frac{dz}{dx} = \text{tg} \delta$, $z'' = \frac{d^2z}{dx^2}$.

Внаслідок малості величиною $(z')^2$ нехтують, тоді:

$$\frac{1}{\rho} = z'' = \frac{M_y}{EI_y} \text{ або } z'' \cdot E \cdot I_y = M_y. \quad (1.52)$$

Остання формула це диференційне рівняння пружної лінії балки.

Щоб отримати рівняння для визначення кутів повороту перерізу необхідно це рівняння проінтегрувати один раз, а прогинів – двічі. Таким

чином, прогини балки залежать від геометричної характеристики перерізів балки та розподілу згинаючих моментів вздовж балки, тобто від схеми навантаження.

Для випадків навантаження однією силою рішення мають вигляд:

1) сила розміщена не симетрично (рис. 1.14)

– прогин у точки K :

$$\Delta z_K = \frac{Fa}{48EI_y} (3\ell^2 - 4a^2), \quad (1.53)$$

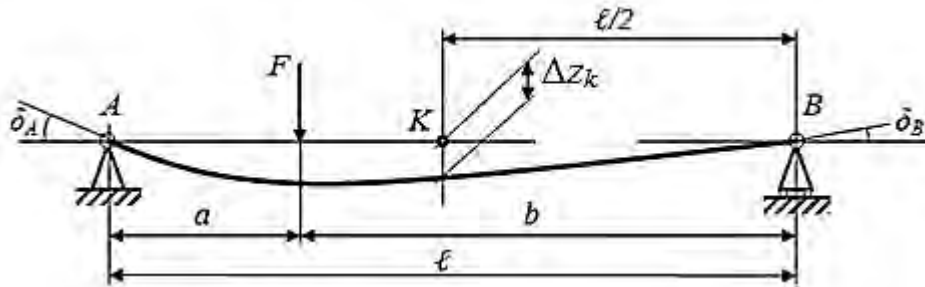


Рис. 1.14

– кути повороту опорних перерізів:

$$\delta_A = \frac{Fab(\ell + b)}{6EI_y \ell}, \quad \delta_B = \frac{Fab(\ell + a)}{6EI_y \ell}; \quad (1.54)$$

2) при симетричному розміщенню сили (рис. 1.15):

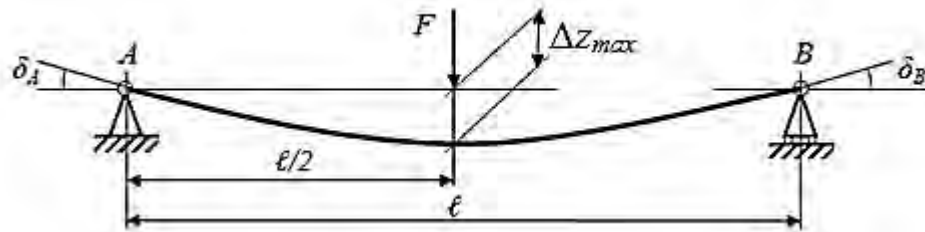


Рис. 1.15

– максимальний прогин у точки K :

$$\Delta z_{max} = \frac{F\ell^3}{48EI_y}, \quad (1.55)$$

– кути повороту опорних перерізів:

$$\delta_A = \delta_B = \frac{F\ell^2}{16EI_y}. \quad (1.56)$$

Умови жорсткості балки:

$$\Delta z_{max} \leq [z], \quad \delta_{max} \leq [\delta] \quad (1.57)$$

де $[z] = (0,001 \dots 0,003)\ell$ – допустимий прогин;

$[\delta] = 0,01 \text{rad}$ – допустимий кут повороту.

Розрахунки на міцність та жорсткість при згині починаються з того, що для заданої розрахункової схеми складають рівняння рівноваги та визначають

опорні реакції. Потім застосовують метод перерізів. Змінюючи поточну координату x вдовж осі балки, аналізують закономірності, за якими змінюються внутрішні силові фактори – поперечна сила Q та згинальний момент M , будують їх епюри – графіки Q та M . За отриманими епюрами визначають небезпечні перерізи (перерізи, у яких спостерігаються максимальні дотичні сили та згинальні моменти). Для обраного перерізу застосовують рівняння умов міцності балки (1.41, 1.49).

При побудови епюр складають рівняння рівноваги для відокремлених частин балки з використанням наступних правил підрахунку Q та M .

1. Внутрішня поперечна сила Q чисельно дорівнює алгебраїчній сумі зовнішніх сил, що діють на відокремлену частину балки.

2. Внутрішній згинальний момент M чисельно дорівнює алгебраїчній сумі моментів від навантажень, прикладених до відокремленої частини балки, відносно головної центральної вісі перерізу.

3. Правило знаків:

– для Q : при підсумовуванні сила враховується як додатна, якщо вона намагається повернути відокремлену частину балки відносно перерізу (точки a або a') за стрілкою годинника (рис. 1.16,а);

– для M : момент враховується як додатний від тих навантажень, які згинають балку опуклістю вниз відносно перерізу (точки a або a') (рис. 1.16,б).

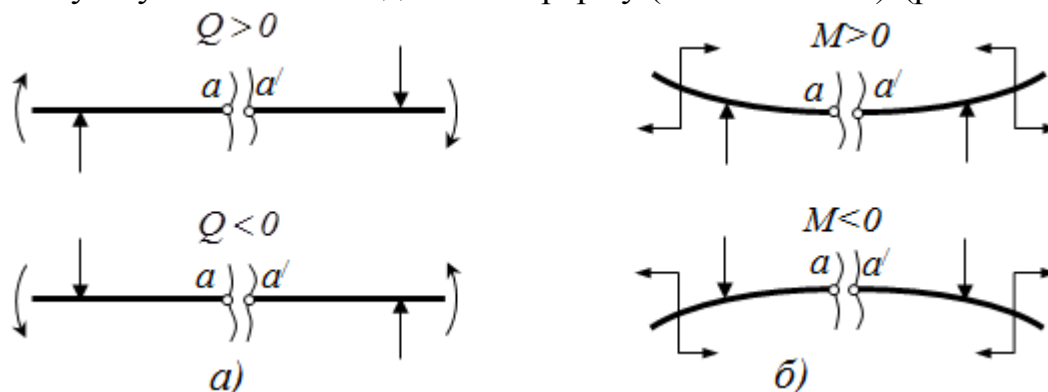


Рис. 1.16. Правила знаків для Q_y і M_y

Розглянемо два простих характерних випадки навантаження балки. Перший випадок - навантаження балки зосередженою силою (рис. 1.17).

Побудова епюр починається з визначення реакції опор. Рівняння рівноваги для балки:

$$\sum m_A(F_i) = 0 \quad \text{або} \quad R_B \cdot l - F \cdot l/2 = 0, \quad \text{звідки} \quad R_B = F/2.$$

$$\sum m_B(F_i) = 0 \quad \text{або} \quad -R_A \cdot l + F \cdot l/2 = 0, \quad \text{звідки} \quad R_A = F/2.$$

Перевірка: $\sum F_{zi} = 0$; $-F + R_A + R_B = 0$ або $-F + F/2 + F/2 = 0$, розв'язок вірний.

По методу перерізів, визначаємо значення поперечної сили у перерізі на ділянці Ac , наприклад на відстані x_1 . Складемо схему діючих зовнішніх та внутрішніх сил для цієї ділянки (рис. 1.17). Зі схеми поперечна сила на ділянці Ac визначається:

$$Q = R_A = F/2.$$

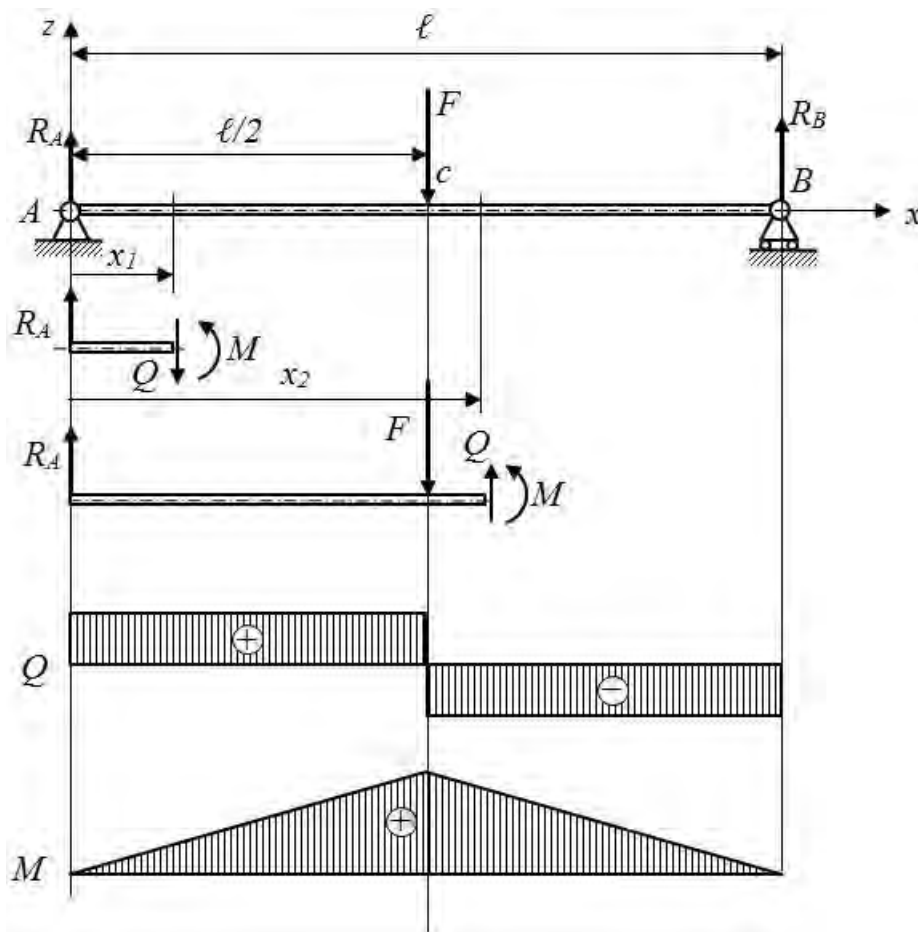


Рис.1.17.

Для ділянки cB , у перерізі на відстані x_2 :

$$Q = R_A - F = F/2 - F = -F/2$$

Величина поперечної сили на цій ділянці також стала, але дорівнює мінус $F/2$. Епюра поперечної сили набуває вигляд наведений на рисунку 1.17.

Для побудови епюри згинальних моментів складемо рівняння рівноваги зовнішніх моментів сил та внутрішнього моменту опору на ділянках Ac та cB .

Для ділянки Ac , переріз на відстані x_1 :

$$M = R_A \cdot x,$$

Отримане рівняння - це рівняння прямої похилої лінії. Відзначимо, що при $x=0$, $M_y=0$, а при $x=l/2$:

$$M = \frac{F}{2} \cdot \frac{l}{2} = \frac{Fl}{4}.$$

Для ділянки cB , у перерізі на відстані x_2 :

$$M = R_A \cdot x - F(x - \frac{l}{2}).$$

При $x=l$ отримуймо:

$$M = \frac{F}{2} \cdot l - F(l - \frac{l}{2}) = 0.$$

Остаточно епюра згинальних моментів набуває вигляд трикутника (рис.1.17).

Другий випадок - навантаження балки рівномірно розподіленою силою (рис. 1.18). Для цього випадку реакції опор $R_A=R_B=q\ell/2$.

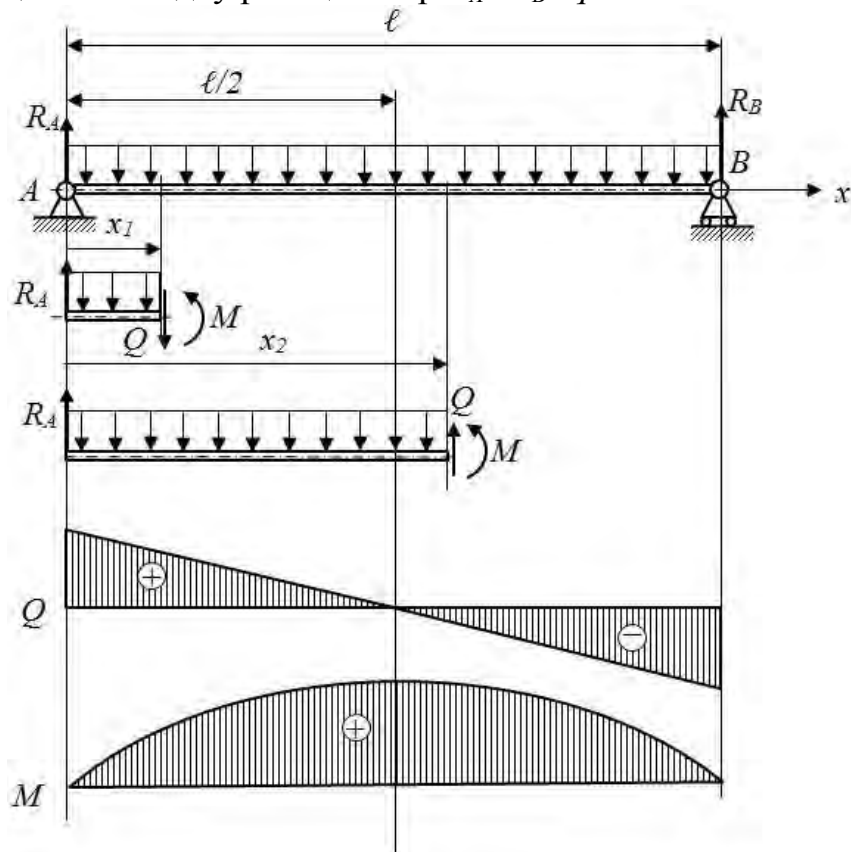


Рис. 1.18.

Складемо схему діючих зовнішніх та внутрішніх сил для ділянки Ac (рис. 1.18). Зі схеми поперечна сила визначається:

$$Q = R_A - q \cdot x.$$

Отримали рівняння похилої прямої, для якої при $x=0$, $Q_y=R_A=q\ell/2$, а при $x=\ell/2$:

$$Q = \frac{q\ell}{2} - q \cdot \frac{\ell}{2} = 0.$$

Відзначимо, що рівняння рівноваги не змінюється для ділянки cB . Таким чином, для $x=\ell$ отримуємо:

$$Q = R_A - q \cdot x = \frac{q\ell}{2} - q \cdot \ell = -\frac{q\ell}{2}.$$

Для побудови епюри згинаючих моментів складемо рівняння рівноваги зовнішніх моментів сил та внутрішнього моменту згинального моменту на ділянках Ac та cB . У нашому випадку рівняння буде мати однаковий вигляд для обох ділянок:

$$M = R_A \cdot x - q \cdot x \cdot \frac{x}{2} = R_A \cdot x - \frac{qx^2}{2}.$$

Бачимо, що залежність згинаючого моменту відповідає квадратичному рівнянню, графіком якого є парабола. Визначимо значення згинаючих моментів для характерних точок:

$$x=0,$$

$$M = R_A \cdot x - \frac{qx^2}{2} = \frac{q\ell}{2} \cdot 0 - \frac{q \cdot 0^2}{2} = 0;$$

$$x=\ell/2,$$

$$M = R_A \cdot x - \frac{qx^2}{2} = \frac{q\ell}{2} \cdot \frac{\ell}{2} - \frac{q \cdot \frac{\ell^2}{4}}{2} = \frac{q\ell^2}{8};$$

$$x=\ell$$

$$M = R_A \cdot x - \frac{qx^2}{2} = \frac{q\ell}{2} \cdot \ell - \frac{q \cdot \ell^2}{2} = 0.$$

Епюра має вигляд параболи зверненої опуклістю вверху, та має екстремум у точці $x=\ell/2$, тобто коли значення поперечної сили дорівнює нулю.

Важливу роль у теорії згинання мають диференційні залежності між згинальним моментом, поперечною силою і розподіленням навантаженням, які були встановлені професором Журавським:

$$\frac{dM_y}{dx} = Q_z \quad (1.58)$$

$$\frac{d^2M_y}{dx^2} = \frac{dQ_z}{dx} = q \quad (1.59)$$

Отримані диференціальні залежності використовуються для контролю правильності побудови епюр. З них та з аналізу попередніх прикладів побудови епюр випливають наступні поради у побудові епюр.

1. Якщо на деякій ділянці балки відсутнє розподілене навантаження, то епюра Q – пряма, паралельна вісі абсцис, а епюра моментів - похила пряма.

2. Якщо на деякій ділянці балки є рівномірно розподілене навантаження q , то епюра Q – похила лінія, а епюра M – парабола.

3. Якщо на деякій ділянці балки:

$Q > 0$, то згинальний момент зростає (зліва направо);

$Q < 0$, то згинальний момент зменшується;

$Q = 0$, то згинальний момент незмінний (чисте згинання).

4. Якщо поперечна сила, змінюючись за лінійним законом, проходить через нульове значення, то в точці, що відповідає цьому значенню, згинальний момент має екстремальне (максимальне чи мінімальне) значення.

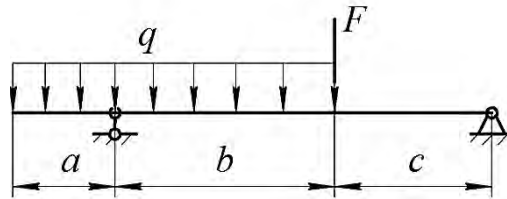
5. Під зосередженою силою на епюрі Q створюється стрибок на величину прикладеної сили, а на епюрі M - різка зміна кута нахилу суміжних ділянок епюри.

6. Якщо розподілене навантаження спрямоване вниз, то парабола, що являє собою епюру M , звернена опуклістю вверху, тобто назустріч навантаженню і навпаки.

7. Там, де до балки прикладена зосереджена пара сил на епюрі M , утворюється стрибок на величину моменту цієї пари. На епюру Q це не впливає.

8. У перерізі на вільному кінці балки згинальний момент дорівнює нулю, якщо там не прикладена зосереджена пара сил.

Приклад розв'язку задачі



На дерев'яну балку діють рівномірно розподільне навантаження $q=20 \text{ кН/м}$ та зосереджена сила $F=30 \text{ кН}$. Побудувати епюри Q і M , підібрати круглий та прямокутний ($h=2b$) перерізи балки та вибрати оптимальний з них. Розміри балки $a=1\text{м}$, $b=3\text{м}$, $c=2\text{м}$, допустиме напруження складає $[\sigma]=12 \text{ МПа}$.

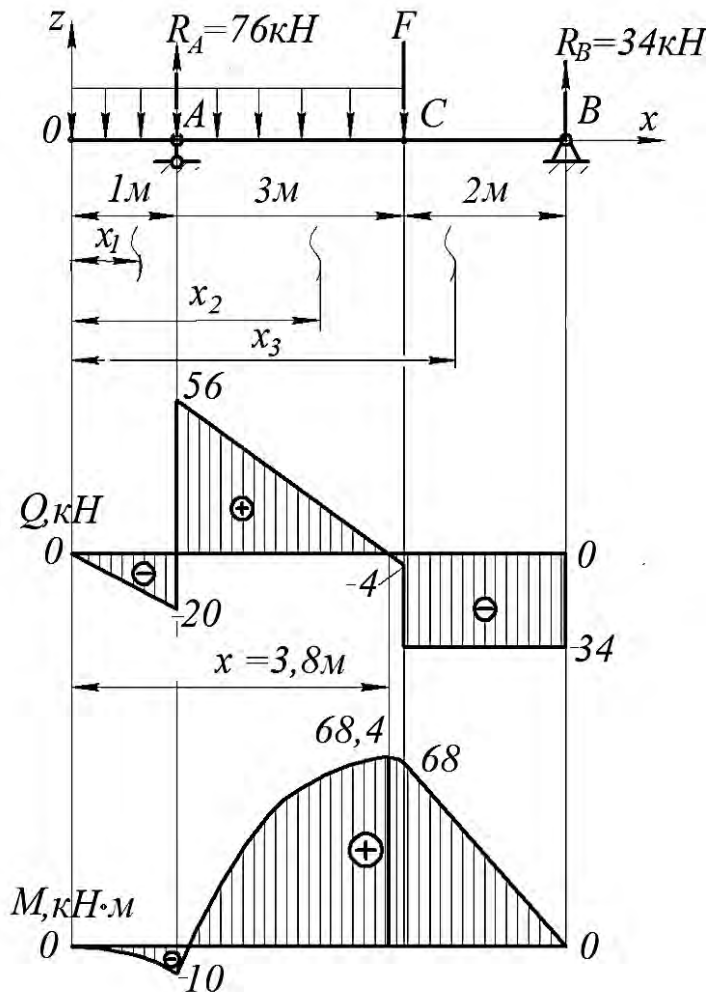


Рис. 1.19

Визначаємо опорні реакції з наступних рівнянь (рис. 1.19):

$$\Sigma m_A(F) = 0, \text{ або } -q \cdot 4 \cdot 1 - F \cdot 3 + R_B \cdot 5 = 0, \text{ звідки } R_B = 0,2(4q + 3F).$$

$$R_B = 0,2(4 \cdot 20 + 3 \cdot 30) = 34 \text{ кН}.$$

$$\Sigma m_B(F) = 0, \text{ або } -q \cdot 4 \cdot 4 - F \cdot 2 + R_A \cdot 5 = 0, \text{ звідки } R_A = 0,2(16q + 2F).$$

$$R_A = 0,2(16 \cdot 20 + 2 \cdot 30) = 76 \text{ кН}.$$

Виконаємо перевірку правильності значень опорних реакцій з умови:

$\Sigma F_z = 0$. $R_A \cdot q \cdot 4 - F + R_B = 76 - 20 \cdot 4 - 30 + 34 = 0$, умова виконується.

Для побудови епюр Q і M поділяємо балку на три ділянки OA , AC та CB і складаємо функціональні залежності для кожної з них.

Ділянка OA має межі $0 \leq x_1 \leq 1\text{м}$. Для неї:

$$Q(x) = -q \cdot x.$$

Знак „-“, оскільки розподільне навантаження намагається обернути балку проти руху годинникової стрілки.

$$M(x) = -q \cdot x \cdot \frac{x}{2} = -\frac{qx^2}{2}.$$

Знак „-“, оскільки момент згинає балку опуклістю вгору (верхня частина поперечного перерізу балки розтягнута, а нижня – стиснута).

При $x = 0$: $Q(0) = 0$; $M(0) = 0$.

При $x = 1\text{м}$: $Q(1) = -20 \cdot 1 = -20\text{кН}$; $M(1) = -\frac{20 \cdot 1^2}{2} = -10\text{кНм}$.

Аналогічно, для ділянки AC : $1 \leq x_2 \leq 4\text{м}$.

$$Q(x) = -q \cdot x + R_A; \quad M(x) = -\frac{qx^2}{2} + R_A(x - 1).$$

При $x = 1\text{м}$: $Q(1) = -20 \cdot 1 + 76 = 56\text{кН}$; $M(1) = -\frac{20 \cdot 1^2}{2} + 76(1 - 1) = -10\text{кНм}$.

При $x = 4\text{м}$: $Q(4) = -20 \cdot 4 + 76 = -4\text{кН}$; $M(4) = -\frac{20 \cdot 4^2}{2} + 76(4 - 1) = 68\text{кНм}$.

Максимальне значення моменту визначаємо з дослідження залежності $M(x)$ на екстремум. Тобто з рівняння $\frac{dM}{dx} = 0$. З теореми Журавського $\frac{dM}{dx} = Q$.

Тоді отримуємо рівняння $-q \cdot x_{\text{екс}} + R_A = 0$, звідки $x_{\text{екс}} = R_A / q = 76 / 20 = 3,8\text{м}$.

Максимальне значення згинального моменту:

$$M_{\text{max}}(x_{\text{екс}}) = -\frac{qx_{\text{екс}}^2}{2} + R_A(x_{\text{екс}} - 1) = -\frac{20 \cdot 3,8^2}{2} + 76(3,8 - 1) = 68,4\text{кНм}.$$

Для ділянки CB : $4\text{м} \leq x_3 \leq 6\text{м}$.

$$Q(x) = -q \cdot (a+b) + R_A - F = -20 \cdot 4 + 76 - 30 = 34\text{кН}.$$

$$M(x) = R_A \cdot (x - 1) - q \cdot (a+b) \cdot (x - 2) - F \cdot (x - 4).$$

При $x = 4\text{м}$: $M(4) = 76 \cdot (4 - 1) - 20 \cdot (1 + 3) \cdot (4 - 2) - 30 \cdot (4 - 4) = 68\text{кНм}$

При $x = 6\text{м}$: $M(6) = 76 \cdot (6 - 1) - 20 \cdot (1 + 3) \cdot (6 - 2) - 30 \cdot (6 - 4) = 0\text{кНм}$

Переріз балки добираємо з умови міцності при згинанні:

$$\sigma_{\text{max}} = \frac{M_{\text{max}}}{W_y} \leq [\sigma],$$

де M_{max} – максимальний за модулем момент, який діє на балку;

W_y – осьовий момент опору, який для круглого перерізу складає

$$W_{y_1} = \frac{\pi d^3}{32}, \text{ звідки } d \geq \sqrt[3]{\frac{32 M_{\text{max}}}{\pi [\sigma]}}, \quad d \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 68,4 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 12 \cdot 10^6}} = 0,387\text{м}.$$

Закруглюємо до більшого стандартного – $d=0,390\text{м}$. Площа круглого поперечного перерізу $A_1 = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 39^2}{4} = 0,1195\text{м}^2$.

Аналогічно, для прямокутного перерізу ($h = 2b$):

$$W_{y_2} = \frac{bh^2}{6} = \frac{2}{3}b^3 \text{ звідки } b \geq \sqrt[3]{\frac{1,5M_{\max}}{[\sigma]}}; b \geq \sqrt[3]{\frac{1,5 \cdot 68,4 \cdot 10^3}{12 \cdot 10^6}} = 0,204\text{м}.$$

Приймаємо $b=0,21\text{м}$. Тоді $h=0,42\text{м}$. Площа прямокутного перерізу складає: $A_2 = bh = 0,21 \cdot 0,42 = 0,0882\text{м}^2$.

Виконаємо перевірку міцності для обох обраних перерізів балки:

$$\text{для круглого } \sigma_{\max_1} = \frac{M_{\max}}{W_{y_1}} = \frac{32M_{\max}}{\pi d^3} \leq [\sigma];$$

$$\sigma_{\max_1} = \frac{32 \cdot 68,4 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 0,39^3} 10^{-6} = 11,75\text{МПа} < [\sigma] = 12\text{МПа};$$

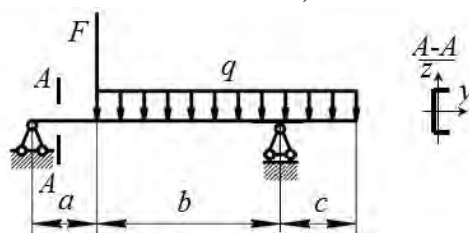
$$\text{прямокутного } \sigma_{\max_2} = \frac{M_{\max}}{W_{y_2}} = \frac{6M_{\max}}{bh^2} \leq [\sigma];$$

$$\sigma_{\max_2} = \frac{6 \cdot 68,4 \cdot 10^3}{0,21 \cdot 0,42^2} 10^{-6} = 11,08\text{МПа} < [\sigma] = 12\text{МПа}.$$

У обох випадках умова міцності виконується, але із двох перерізів раціональним є прямокутний, який за площею менший від круглого на 35,4 %. Остаточно приймаємо балку прямокутного перерізу з розмірами сторін $0,21 \times 0,42\text{м}$.

Питання для самоконтролю

1. Поясніть чим відрізняються чистий і поперечний згини?
2. Охарактеризуйте напружений стан балки при поперечному згині.
3. Поясніть формулу визначення нормальних напружень при згині.
4. Що характеризує момент опору при згинанні?
5. Поясніть формулу Журавського до визначення дотичних напружень при згині.
6. Сформулюйте умови міцності балки при згинанні.
7. Які перерізи балки вважають раціональними?
8. Як обчислюється поперечна сила і згинальний момент у перерізі балки?
9. Проаналізуйте порядок побудови епюри Q і M ?
10. На сталюну балку зі швелера №14 (додаток А) діють рівномірно розподільне навантаження $q=1,5\text{кН/м}$ та зосереджена сила $F=4\text{кН}$. Побудувати епюри Q і M , перевірити балку на міцність, якщо допустиме напруження $[\sigma]=160\text{МПа}$ ($a=2\text{м}$, $b=4\text{м}$, $c=1\text{м}$).



1.7. Складні види деформацій

На практиці часто зустрічаються складні випадки навантаження елементів конструкцій коли у поперечних перерізах одночасно діють декілька внутрішніх силових факторів (рис.1.20). Такі випадки прийнято називати складним опором.

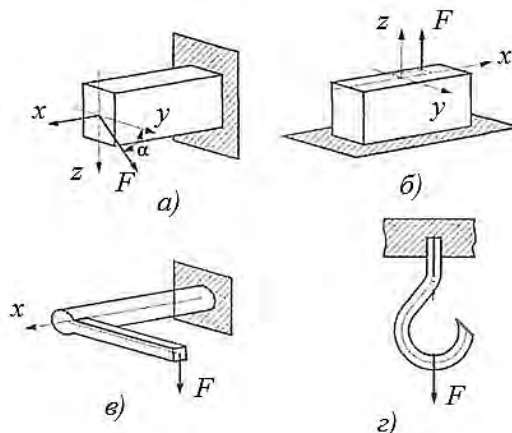


Рис. 1.20. Складні випадки навантаження елементів конструкцій:
а – косо згинання; б – позацентроне розтягання-стискання; в – згинання з крученням; г – згинання кривого бруса з розтяганням

Для дослідження напруженого стану у загальному випадку біля довільної точки тіла виділяють елемент у вигляді нескінченно малого паралелепіпеда. Повні напруження на його гранях можна розкласти на нормальні $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$ і дотичні складові $\tau_{xy}, \tau_{xz}, \tau_{yz}, \tau_{zy}, \tau_{zx}, \tau_{zy}$ (рис. 1.21,а).

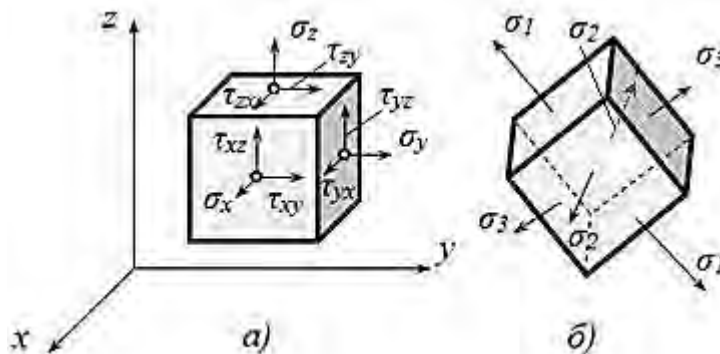


Рис. 1.21. Компоненти напруженого стану у точці тіла

Якщо орієнтацію виділеного елемента змінити, то діючі напруження також будуть змінюватися. При цьому можна знайти таке положення елементарного паралелепіпеда, при якому на його гранях будуть відсутні дотичні напруження (рис. 1.21,б). Грані елемента, на яких дотичні напруження відсутні, називаються головними площадками, а нормальні напруження на них – головними напруженнями. Головні напруження прийнято позначати σ_1, σ_2 і σ_3 (найбільше з них позначають σ_1 , найменше - σ_3).

В залежності від величини головних напружень розрізняють такі види напруженого стану у точці:

- лінійне або одновісне (присутнє тільки одне з головних напружень);

- плоске напруження або двовісне (наявні два головних напруження);
- об’ємне або тривісне напруження, у якому всі три головні напруження відмінні від нуля

Встановимо залежності між головними напруженнями і деформаціями за умовами об’ємного напруженого стану. Розглянемо поблизу довільної точки тіла нескінченно малий елемент у вигляді прямокутного паралелепіпеда з ребрами a, b, c , по гранях якого діють головні напруження $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ (рис.1.22).

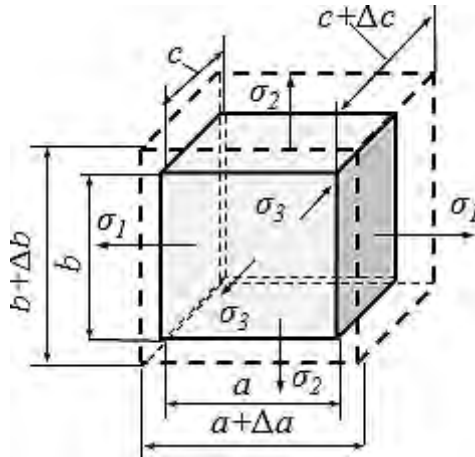


Рис. 1.22. Елементарний паралелепіпед до і після деформації

В результаті деформації довжина ребер зміниться. Відносні подовження $\varepsilon_1, \varepsilon_2$ і ε_3 у напрямках дії головних напружень називають головними подовженнями. Кожне із головних подовжень складається з трьох доданків, наприклад:

$$\varepsilon_1 = \varepsilon_1' + \varepsilon_1'' + \varepsilon_1''' \tag{1.60}$$

де ε_1' - відносне подовження від дії лише від σ_1 (за законом Гука $\varepsilon_1 = \sigma_1/E$);

ε_1'' - відносне зменшення від дії σ_2 (з урахуванням формул (1.8) і (1.9)

$$\varepsilon_1'' = -\mu\sigma_2/E,$$

ε_1''' - відносне зменшення від дії σ_3 ($\varepsilon_1''' = -\mu\sigma_3/E$).

Тоді:

$$\varepsilon_1 = \sigma_1/E - \mu(\sigma_2/E) - \mu(\sigma_3/E) = 1/E[\sigma_1 - \mu(\sigma_2 + \sigma_3)]. \tag{1.61}$$

Аналогічні вирази можна одержати і для головних подовжень ε_2 і ε_3 .

$$\begin{cases} \varepsilon_1 = 1/E [\sigma_1 - \mu(\sigma_2 + \sigma_3)] \\ \varepsilon_2 = 1/E [\sigma_2 - \mu(\sigma_1 + \sigma_3)] \\ \varepsilon_3 = 1/E [\sigma_3 - \mu(\sigma_1 + \sigma_2)] \end{cases} \tag{1.62}$$

Система рівнянь (1.62) є математичним виразом узагальненого закону Гука.

Для розрахунку на міцність при складному напруженому стані вводять поняття еквівалентного напруження $\sigma_{екв}$. Еквівалентне напруження $\sigma_{екв}$ – це таке напруження, яке необхідно створити у розглядуваній точці елемента, щоб його напружений стан був рівнонебезпечний із заданим. При цьому міцність елемента конструкції вважають забезпеченою, якщо еквівалентне напруження не перевищує допустимого.

На протязі історії розвитку науки про тверде тіло, що деформується, вчені висунули ряд гіпотез, у яких вважали, що $\sigma_{екв}$ залежить від того чи іншого головного напруження. Ці гіпотези прийнято називати гіпотезами (теоріями) міцності.

1. *Гіпотеза найбільших нормальних напружень.* Згідно цієї теорії, що висунута Галілеєм (XVII ст.), переважний вплив на міцність має величина найбільшого нормального напруження. Умова міцності при складному напруженому стані має вигляд:

$$\sigma_{екв} = \sigma_1 \leq [\sigma], \quad (1.63)$$

де σ_1 - фактичне значення найбільшого головного напруження, що виникає у небезпечній точці деталі;

$[\sigma]$ - допустиме значення нормального напруження, що відповідає одноосному розтягу - стиску.

Дослідна перевірка показала, що ця гіпотеза дає задовільні результати тільки для досить крихких матеріалів (скло, бетон, цегла, та ін).

2. *Гіпотеза найбільших лінійних деформацій.* Згідно цієї теорії міцності, запропонованої Маріоттом (XVII ст.), порушення міцності у загальному випадку напруженого стану настає тоді, коли найбільша лінійна деформація ε_{max} досягає небезпечного значення. Умова міцності у даному випадку має вигляд:

$$\varepsilon_{max} \leq [\varepsilon], \quad (1.64)$$

де $[\varepsilon]$ - допустима деформація для розтягу - стиску.

З узагальненого закону Гука (1.61) умова (1.63) набуває вигляд:

$$\sigma_{екв} = [\sigma_1 - \mu(\sigma_2 + \sigma_3)] \leq [\sigma] \quad (1.65)$$

де $[\sigma]$ – допустиме напруження для розтягу - стиску.

Дослідна перевірка цієї гіпотези показала, що хоч вона і враховує три головні напруження, задовільні результати вона дає лише для крихких матеріалів (наприклад легованого чавуну, високоміцних сталей після низького відпускання та ін.)

3. *Гіпотеза найбільших дотичних напружень.* Згідно цієї теорії міцності, запропонованої Кулоном (XVIII ст.), у якості критерію міцності приймається величина найбільшого дотичного напруження:

$$\tau_{max} \leq [\tau] \quad (1.66)$$

Тоді умова міцності виражена у нормальних напруженнях має вигляд:

$$\sigma_{екв} = \sigma_1 - \sigma_3 \leq [\sigma]. \quad (1.67)$$

Для плоского напруженого стану:

$$\sigma_{екв} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \leq [\sigma]. \quad (1.68)$$

Третя теорія міцності добре підтверджується дослідями для пластичних матеріалів, які однаково опираються розтягу і стисканню. Для крихких матеріалів вона не застосовується.

4. *Енергетична теорія формозміни.* Згідно цієї теорії, висунутої Грубером (1904р.), небезпечний стан настає тоді, коли питома потенціальна енергія формозміни досягне свого граничного значення.

Умова міцності у даному випадку має вигляд:

$$u_\phi \leq [u_\phi] \quad (1.69)$$

Умова міцності в нормальних напруженнях має вигляд:

$$\sigma_{екв} = \sqrt{\frac{1}{2}[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]} \leq [\sigma]. \quad (1.70)$$

Для плоского напруженого стану:

$$\sigma_{екв} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma]. \quad (1.71)$$

Досліди добре підтверджують четверту теорію для пластичних матеріалів, які однаково працюють на розтяг і стиск. Для крихких матеріалів результати незадовільні.

5. *Гіпотеза міцності Мора*. Розглянуті вище гіпотези міцності дають задовільні результати або тільки для крихких матеріалів (перша і друга теорії), або тільки для пластичних матеріалів (третья і четверта). Крім того, вони не враховують різної міцності матеріалів на розтяг і стиск.

Згідно теорії, запропонованої Мором (початок ХХ ст.) міцність матеріалів залежить головним чином від величини і знаку найбільшого σ_1 і найменшого σ_3 із головних напружень. Напруження σ_2 на міцність матеріалу впливає незначно і ним можна знехтувати.

Умова міцності за теорією Мора має вигляд:

$$\sigma_{екв} = \sigma_1 - k \sigma_3 \leq [\sigma], \quad (1.72)$$

де k – коефіцієнт, що враховує різну здатність матеріалу опиратися розтягу і стиску.

Для пластичних матеріалів:

$$k = \sigma_{mp} / \sigma_{mc}, \quad (1.73)$$

де σ_{mp} і σ_{mc} – границі текучості матеріалу при розтягу і стиску.

Для крихких матеріалів:

$$k = \sigma_{ep} / \sigma_{ec}, \quad (1.74)$$

де σ_{ep} і σ_{ec} – границі міцності матеріалу при розтягу і стиску.

Теорія міцності Мора може бути придатна як для крихких, так і для пластичних матеріалів. Але для більшості пластичних матеріалів $\sigma_{mp} = \sigma_{mc}$, тобто формула (1.72) перетворюється на формулу (1.67) (третья теорія міцності) яка теж не враховує σ_2 .

6. *Єдина гіпотеза міцності*. Існує об'єднана теорія гіпотез міцності об'єднує другу і третю теорію міцності. Вона пояснює механізм руйнування матеріалу як в результаті розриву так і в результаті зрізу. Згідно до цієї гіпотези допустимий напружений стан має одночасно задовольняти дві умови міцності:

$$\varepsilon_{max} \leq [\varepsilon] \text{ та } \tau_{max} \leq [\tau]. \quad (1.75)$$

При цьому $[\varepsilon]$ встановлюється із дослідів на одновісне розтягання (розрив), а $[\tau]$ із дослідів, при яких руйнування матеріалу викликається зрізом.

Для пластичних матеріалів умови міцності можна навести у вигляді:

$$\sigma_1 - \mu(\sigma_2 + \sigma_3) \leq [\sigma] \text{ та } \sigma_1 - \sigma_3 \leq [\sigma] \quad (1.76)$$

Для крихких матеріалів:

$$\sigma_1 - \mu(\sigma_2 + \sigma_3) \leq [\sigma_p] \text{ та } \sigma_1 - \sigma_3 \leq [\sigma_c] \quad (1.77)$$

де $[\sigma_p]$ і $[\sigma_c]$ – допустимі напруження для крихких матеріалів відповідно на розтяг і стиск.

Ця теорія усуває недоліки, які мають місце у інших наведених теоріях і може використовуватися для будь-якого виду напруженого стану.

Більшість задач на складний опір розв'язується за таким алгоритмом:

1. Усі задані навантаження проєктуються на дві головні площини інерції.
2. У кожній площині будуються епюри внутрішніх силових факторів, співставлення яких дозволяє встановити положення небезпечного перерізу.
3. У небезпечному перерізі обчислюються найбільші нормальні і дотичні напруження, встановлюється положення найбільш напружених точок при одночасній дії усіх внутрішніх силових факторів.
4. Складається умова міцності для небезпечної точки.
5. Обчислюється переміщення окремо від кожного силового фактора, а потім визначаються сумарні переміщення (складаються як вектори).

Розглянемо деформацію згинання з крученням. Цій випадок зустрічається дуже часто. Характерним прикладом таких деталей є вали різних машин.

Визначимо умови міцності для валу круглого перерізу, що навантажений поперечною силою F і крутним моментом T (рис. 1.23).

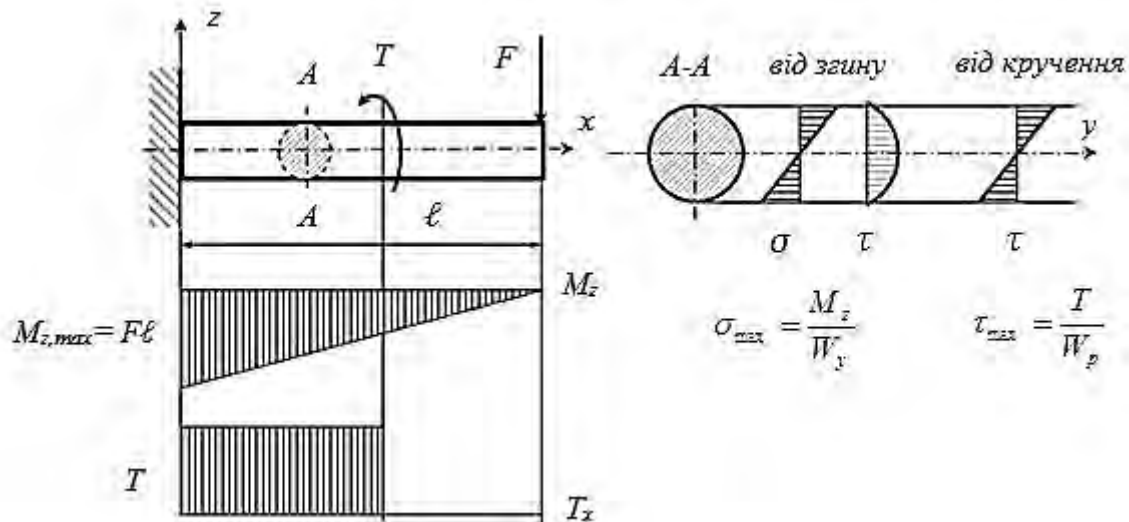


Рис. 1.23. Епюри для валу, який навантажений згинанням з крученням

При згинанні у поперечних перерізах валу виникають нормальні напруження, що досягають найбільшої величини на крайніх волокнах брусу $\sigma = M_y / W_y$ і дотичні напруження, що досягають найбільшого значення біля нейтрального шару і визначаються за формулою Журавського (1.45). Для круглого перерізу величина їх незначна порівняно з дотичними напруженнями від кручення і ними можна знехтувати.

Від кручення у поперечних перерізах виникають дотичні напруження, що досягають найбільшого значення на крайніх волокнах:

$$\tau = T_x / W_p = T_x / (2W_y), \quad (1.78)$$

де W_p і W_y – полярний і осьовий моменти опору перерізу.

Епюри крутних T_x і згинальних M_y моментів (рис. 1.23) показують, що небезпечний переріз розміщений у защемлені брусу. Тут напружений стан плоский і головні напруження визначаються за формулою:

$$\sigma_{1,3} = \frac{\sigma}{2} \pm \frac{1}{2} \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2}. \quad (1.79)$$

Так як напружений стан у небезпечній точці плоский, то для перевірки міцності використовуємо одну із теорій міцності, наприклад четверту. Умова міцності набуває вигляд:

$$\sigma_{екв} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_3^2 - \sigma_1\sigma_3} \leq [\sigma]. \quad (1.80)$$

Підставивши у даний вираз значення σ_1 і σ_3 , одержимо:

$$\sigma_{екв} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma]. \quad (1.81)$$

Так як:

$$\sigma = \frac{M_y}{W_y} \text{ та } \tau = \frac{T_x}{2W_y}, \quad (1.82)$$

отримуємо:

$$\sigma_{екв} = \frac{\sqrt{M_y^2 + 0,75T_x^2}}{W_y}. \quad (1.83)$$

Введемо поняття еквівалентного моменту:

$$M_{екв} = \sqrt{M_y^2 + 0,75T_x^2}, \dots\dots\dots (1.84)$$

Тоді формула визначення еквівалентного напруження спрощується:

$$\sigma_{екв} = \frac{M_{екв}}{W_y}. \quad (1.85)$$

Умова міцності набуває вигляд:

$$\sigma_{екв} = \frac{M_{екв}}{W_y} \leq [\sigma]. \quad (1.86)$$

Звідси формула для підбору перерізу має вигляд:

$$W_{y,min} = \frac{M_{екв}}{[\sigma]}. \quad (1.87)$$

Еквівалентне напруження при розрахунку за гіпотезою максимальних дотичних напружень:

$$\sigma_{екв} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} = \sqrt{\left(\frac{M_y}{W_y}\right)^2 + 4\left(\frac{T_x}{2W_y}\right)^2} = \sqrt{\frac{M_y^2 + T_x^2}{W_y^2}} = \frac{M_{екв}}{W_y}, \quad (1.88)$$

де $M_{екв} = \sqrt{M_y^2 + T_x^2}$.

Умова міцності має такий же вигляд, що у попередньому випадку (1.86).

У практичних розрахунках осьовий момент опору перерізу визначають за обома методиками та обирають переріз з найбільшим значенням моменту.

Приклад розв'язку задачі

Суцільний сталевий вал круглого поперечного перерізу навантажений в небезпечному перерізі згинальним $M_y=12кН\cdot м$ і крутним $T_x=15кН\cdot м$ моментами. Визначити діаметр вала за умовами міцності третьої та четвертої теоріями міцності. Допустиме напруження прийняти $[\sigma]=110$ МПа.

За умовою міцності:

$$\sigma_{екв} = \frac{M_{екв}}{W_y} \leq [\sigma],$$

де $\sigma_{екв}$ – еквівалентне напруження;

$M_{екв}$ – еквівалентний момент, який включає в себе згинальний M_y і крутний T_x моменти;

W_y – осьовий момент опору для круглого перерізу $W_y = \frac{\pi d^3}{32}$.

З умови міцності $W_y \geq \frac{M_{екв}}{[\sigma]}$ звідки $d \geq 2\sqrt[3]{\frac{4M_{екв}}{\pi[\sigma]}}$.

За третьою теорією міцності:

$$M_{екв III} = \sqrt{M_y^2 + T_x^2};$$

а за четвертою:

$$M_{екв IV} = \sqrt{M_y^2 + 0,75T_x^2}.$$

$$M_{екв III} = \sqrt{12^2 + 15^2} = 19,21 \text{ кН}\cdot\text{м}.$$

$$M_{екв IV} = \sqrt{12^2 + 0,75 \cdot 15^2} = 17,68 \text{ кН}\cdot\text{м}.$$

Мінімальні діаметри валу:

$$d_{III} \geq 2\sqrt[3]{\frac{4 \cdot 19,21 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 110}} = 0,1212 \text{ м};$$

$$d_{IV} \geq 2\sqrt[3]{\frac{4 \cdot 17,68 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 110}} = 0,1179 \text{ м}.$$

Закругляємо отримані значення до стандартних $d_{III}=125\text{мм}$, $d_{IV}=120\text{мм}$.
Остаточно приймаємо діаметр валу $d=125\text{мм}$.

Питання самоконтролю

1. Вкажіть характерні ознаки складного опору елементів конструкцій?
2. Поясніть поняття «головні напруження» і «головні площадки».
3. Надайте пояснення до узагальненого закону Гука.
4. Сформулюйте умови міцності за єдиною гіпотезою міцності. Які недоліки інших теорій усуває дана гіпотеза?
5. Охарактеризуйте напружений стан у поперечному перерізі бруса при згинанні з крученням?
6. Поясніть методика розрахунку валів при згинанні з крученням?
7. Суцільний сталевий вал круглого поперечного перерізу навантажений у небезпечному перерізі згинальним $M_y=10\text{кН}\cdot\text{м}$ і крутним $T=20\text{кН}\cdot\text{м}$ моментами. Визначити діаметр вала за умовами міцності за третьою та четвертою теоріями міцності. Допустиме напруження прийняти $[\sigma]=150\text{МПа}$.

2. ДЕТАЛІ МАШИН

У розділі «Деталі машин» вивчається будова машин загального призначення, типові деталі та вузли машин, їх кінематичні розрахунки, основи розрахунків на міцність і жорсткість, методи конструювання, раціональний вибір матеріалів і способи з'єднання деталей.

Деталі машин повинні забезпечувати вимоги до технічних засобів, у конструкції яких вони використовуються. До основних вимог належать: працездатність, надійність, технологічність, економічність, а також ергономічність і екологічність.

Працездатність – поняття, що визначає такий стан машини або довільної її складальної одиниці чи деталі, при якому вона здатна виконувати задані функції з параметрами щодо вимог технічної документації із збереженням міцності, незмінності форми і розмірів, стійкості проти спрацьовування, потрібної жорсткості, тепло – і вібростійкості. Ці показники працездатності, порушення яких спричинює вихід з ладу машини чи деталі, називають критеріями працездатності.

При усій значущості описаних критеріїв, неважко помітити, що міцність є найважливішим критерієм працездатності і надійності. Таким чином, потрібно забезпечувати такі умови роботи, щоб напружений стан у матеріалі деталей не перевищував допустимого.

Виконання усіх видів розрахунків на міцність для кожної деталі викликає певні складнощі. Тому на основі досвіду експлуатації подібних виробів та вимог до типових деталей машин визначаються переважні силові, руйнівні фактори. На їх основі виконують попередні розрахунки на міцність, будується форма деталі, а перевірочний розрахунок виконується по напрузі, що викликає менш небезпечні дефекти.

Експлуатаційні показники машини оцінюють за існуючими зразками подібних машин. При збереженні або зменшенні маси і габаритних розмірів нова машина повинна забезпечувати більш високі продуктивність і ККД, менше споживання енергії, підвищену точність, менші затрати праці на обслуговування і ремонт тощо. Всього цього можна досягнути вдосконаленням конструктивної схеми машини, раціональним вибором основних параметрів і конструктивних форм, використанням автоматичних систем для регулювання і керування машиною та забезпеченням оптимізації робочого режиму.

Надійність – властивість машини, складальної одиниці або деталі виконувати задані функції, зберігаючи при цьому свої експлуатаційні показники у допустимих межах, протягом наперед заданого проміжку часу. Показником надійності може бути ймовірність безвідмовної роботи машини у призначеному інтервалі часу. Чим ближче ймовірність безвідмовної роботи до одиниці, тим вище надійність конструкції.

Безпечність в експлуатації характеризує придатність конструкції машини до нормальної експлуатації протягом визначеного технічною документацією строку служби без аварійних руйнувань, небезпечних для обслуговуючого персоналу, виробничого обладнання, а також інших суміжних об'єктів.

Технологічність і економічність конструкції машини чи деталі – це забезпечення найбільшої простоти конструкції і найменших матеріальних затрат на виготовлення. При розробці проекту потрібно надавати виробу такі конструктивні форми і розміри та використовувати такі матеріали і методи їхньої обробки, які забезпечували б мінімальну масу і витрати матеріалу, найбільш спрощене і економічне виробництво з урахуванням загального обсягу виготовлення виробів.

Екологічність машини – здатність виконувати свої функції без шкідливого впливу на навколишнє середовище. Екологічність при проектуванні і конструюванні досягається такими заходами як використанням технологічно чистих джерел енергії, запобіганням шкідливого забруднення виробничих приміщень, нейтралізацією продуктів робочого процесу машини, відповідною герметизацією робочих об'ємів машини, використанням матеріалів для деталей із урахуванням можливості їх утилізації після виходу з ладу, забезпеченням виконання функції машини з низьким рівнем шуму та вібрації.

Слід мати на увазі, що основою розроблення різноманітних конструкцій сучасних технічних засобів є використання (за винятком спеціальних) однакових деталей та складальних одиниць – типових, нормальних і стандартних. До них належать роз'ємні та нероз'ємні з'єднання деталей, механічні передачі, вали, опори, ущільнення, муфти та ін. Це визначає необхідність їх класифікації, розроблення відповідних інженерних методів розрахунків і конструювання.

Для орієнтування в нескінченному різноманітті деталі машин поділяють на типові групи за характером їх використання:

- передачі (передають рух від джерела до споживача);
- вали і осі (несуть на собі деталі передач, що обертаються);
- опори (служать для установки валів і осей);
- муфти (сполучають між собою вали і передають крутний момент);
- сполучні деталі (сполучають деталі між собою);
- пружні елементи (пом'якшують вібрацію і удари, накопичують енергію, забезпечують постійне стискування деталей);
- корпусні деталі (утворюють простір для розміщення усіх інших деталей, забезпечують їх захист).

Процес розробки машин має складну, розгалужену, неоднозначну структуру і, зазвичай, називається широким терміном проектування - створення прообразу об'єкту, що представляє у загальних рисах його основні параметри. Під конструюванням розуміють - створення робочої документації, за якою можна без участі розробника виготовляти, експлуатувати, контролювати і ремонтувати виріб. У проектуванні та конструюванні використовують наступні поняття.

Технічне завдання – документ, що складається спільно замовником і розробником, містить загальне представлення про призначення, технічні характеристики і принципове облаштування майбутнього виробу.

Технічна пропозиція - додаткові або уточнені вимоги до виробу, які не могли бути вказані в технічному завданні.

Ескізування - процес створення ескізу (франц. Esquisse - з роздумів), попереднього малюнка або нарису, що відтворює задум і такого, що містить основні контури створюваного об'єкту.

Компонування - розташування основних деталей, вузлів, складальних одиниць майбутнього об'єкту.

Розрахунок - чисельне визначення зусиль, напруги і деформацій в деталях, встановлення умов їх нормальної роботи; виконується в міру необхідності на кожному етапі конструювання.

Креслення - точне графічне зображення об'єкту, що містить повну інформацію про його форму, розміри і основні технічні умови виготовлення.

Пояснювальна записка - текстовий документ, що містить опис пристрою і принципу дії виробу, а також технічні характеристики, економічне обґрунтування, розрахунки, вказівки до підготовки виробу до експлуатації.

Специфікація - текстовий табличний документ, що визначає склад виробу.

Ескізний проект - перший етап проектування, коли встановлюються принципові конструктивні і схемні рішення, що дають загальні уявлення про пристрій і роботу виробу.

Технічний проект - завершальний етап проектування, коли виявляються остаточні технічні рішення, що дають повне уявлення про виріб.

Робочий проект - повний комплект робочої документації (текстової і графічної), в якій міститься повна інформація про конструкцію, виготовлення, експлуатацію і ремонт машини.

2.1. Механізми перетворення руху

Носієм руху в машинах є механізми. Більшість механізмів виконують функцію перетворення механічного руху твердих тіл. Механізм – це система твердих тіл, що рухомо з'єднані між собою, яка призначена для перетворення руху одного чи кількох тіл у потрібні рухи інших тіл.

Основними структурними елементами механізму є ланки (тверді тіла) та кінематичні пари (рухомі з'єднання твердих тіл). Тобто будь-який механізм чи машина складаються з ланок, які з'єднані між собою кінематичними парами.

Одна деталь або сукупність декількох деталей, які утворюють одну жорстку систему тіл і не мають рухів одне відносно іншого, являють собою ланку. Ланки розрізняють за конструктивними ознаками (корпус двигуна, колінчастий вал, шатун, поршень, зубчасте колесо і т.п.), але найчастіше – залежно від характеру їхнього відносного руху. Наприклад: кривошип - ланка механізму, яка здійснює повний оберт навколо нерухомої осі; коромисло - ланка, яка здійснює коливальний рух; повзун - ланка, що здійснює поступальний прямолінійний рух; шатун - ланка важільного механізму, що здійснює плоскопаралельний рух; куліса - рухома ланка, яка є напрямною повзуна.

У кожному механізмі є одна нерухома ланка (або ланка, що приймається за нерухому) та одна чи декілька рухомих ланок. Нерухому ланку механізму називають стояком. Наприклад, у механізмі двигуна внутрішнього згоряння –

блок двигуна, картер, головка циліндрів, циліндри, опори колінчастого вала та інші вузли утворюють у сукупності одну нерухому ланку – стояк. Стояк на схемі механізму позначають штриховкою.

У будь-якому механізмі є ланка, рух якої є заданим. Ланка, якій задається рух, що перетворюється у потрібні рухи інших ланок, називається вхідною (ведучою). Ланка механізму, яка здійснює потрібний рух, для виконання якого призначений механізм, називається вихідною. Переважно у механізмі одна вхідна і одна вихідна ланки. Інші рухомі ланки – з'єднувальні, або проміжні.

Рухоме з'єднання двох ланок, що дотикаються, називають кінематичною парою. Точки, лінії, поверхні ланки, якими вона стикається (з'єднується) з іншою ланкою, утворюючи кінематичну пару, називають елементами кінематичної пари. Кінематична пара при взаємодії елементів допускає відносний рух ланок.

За характером з'єднання ланок кінематичні пари поділяють на дві групи: нижчі та вищі. До нижчих відносяться пари, у яких ланки стикаються по поверхні, а до вищих - у яких ланки стикаються тільки по лінії або точки. При цьому лінійний або точковий контакт розуміють як початковий – при дотиканні ланок без зусиль, а під навантаженням ланки, які утворюють вищу пару, будуть дотикатись по деякій дійсній поверхні, яка називається плямою контакту.

Механізми поділяють, в першу чергу, на механізми з нижчими парами та механізми з вищими парами. Найбільш розповсюджені механізми з нижчими парами: важільні, клинові та гвинтові; з вищими парами: кулачкові, зубчасті, фрикційні, мальтійські та храпові. Нижче наведено приклади основних механізмів (їх схем), що застосовують у різних машинах.

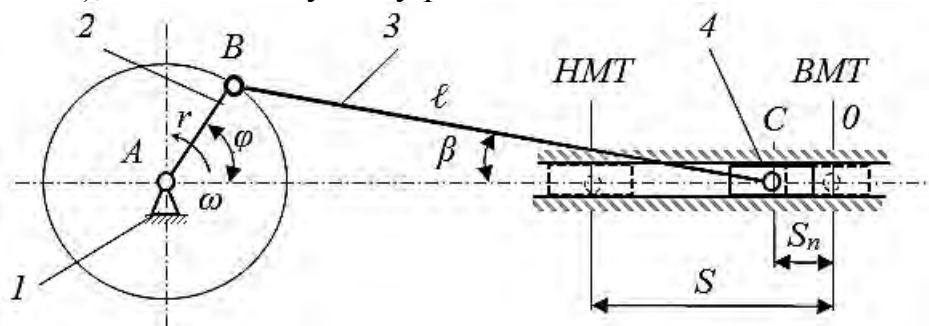


Рис. 2.1. Схема кривошипно-шатунного механізму:

1 – нерухома ланка(стояк); 2 – кривошип; 3 – шатун; 4 – повзун;

ВМТ та НМТ- крайні положення повзуна, відповідно верхня та нижня мертва точки

Кривошипно-шатунний механізм (КШМ) - один з найпоширеніших шарнірно-важільних механізмів (рис. 2.1). Він застосовується як для перетворення обертального руху в зворотно-поступальний (наприклад: швейні машини, поршневі насоси тощо), так і для перетворення зворотно-поступального руху в обертальний (наприклад: двигуни внутрішнього згорання).

Кривошип 2 (рис. 2.1) постійно обертається, повзун 4 здійснює зворотно-поступальний, а шатун 3 - складний плоскопаралельний рух, стійка 1 є нерухомим ланкою – стояком.

Відповідно до схеми (рис. 2.1) переміщення повзуна від ВМТ у залежності від кута повороту кривошипу φ визначається:

$$S = r \cdot (1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda \cdot r}{4} \cdot (1 - \cos 2\varphi), \text{ де } \lambda = \frac{r}{\ell}. \quad (2.1)$$

Після диференціювання вираження (2.1) визначиться швидкість повзуна, а після повторного диференціювання отримуємо залежність для визначення прискорення повзуна:

$$v_n = r \cdot \omega \cdot \left(\sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \cdot \sin 2\varphi \right), \quad (2.2)$$

$$a_n = r \cdot \omega^2 \cdot (\cos \varphi + \lambda \cdot \cos 2\varphi). \quad (2.3)$$

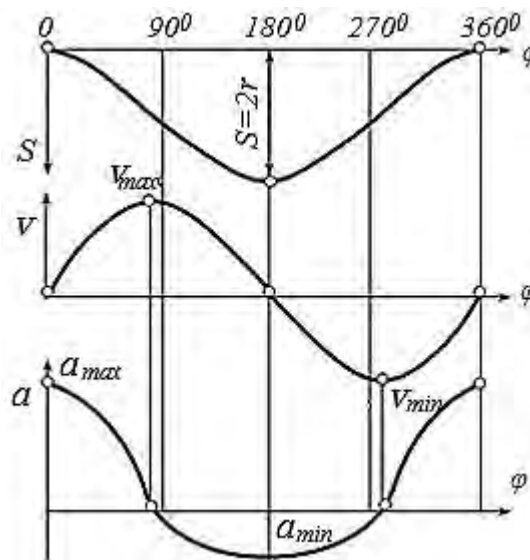


Рис. 2.2. Діаграми переміщення, швидкості та прискорення повзуна

На рис. 2.2 показані типові криві залежностей переміщення, швидкості і прискорення повзуна від кута повороту кривошипа для одного його повного оберту.

З аналізу цих кривих слідує, що:

1. Однаковим кутам повороту кривошипу, тобто однаковим відріzkам часу, відповідають різні шляхи повзуна. Біля мертвих точок шляхи малі, а у міру видалення від них шлях повзуна збільшується.

2. Швидкість повзуна не постійна: вона дуже мала поблизу мертвих точок. У цих точках швидкість дорівнює нулю. Найбільші значення швидкості досягаються при кутах, рівних $\approx 75^\circ$ і $\approx 286^\circ$, тобто коли ось шатуна і радіус кривошипа утворюють кут, що наближається до 90° (див. рис. 2.2).

3. Прискорення поршня досягає найбільших абсолютних значень у ВМТ і НМТ, тобто в ті моменти, коли змінюється напрям руху повзуна, при цьому прискорення у ВМТ більше, ніж у НМТ. При v_{max} прискорення дорівнює нулю (змінює знак).

Таким чином, рівномірне обертання кривошипа перетвориться у нерівномірний зворотно-поступальний рух повзуна. Повний хід повзуна дорівнює подвоєною довжині кривошипа.

Кривошипно-кулісні механізм. У кривошипно-шатунного механізму середні швидкості руху повзуна, тобто його переміщення від крайнього лівого положення до крайнього правого і навпаки, рівні. Але в деяких випадках бажано отримати інший закон руху повзуна. Наприклад, у деяких верстатах необхідно мати різні швидкості робочого і холостого ходів різця, що здійснює зворотно-поступальний рух. Для цього застосовують кривошипно-кулісні механізми (рис. 2.3).

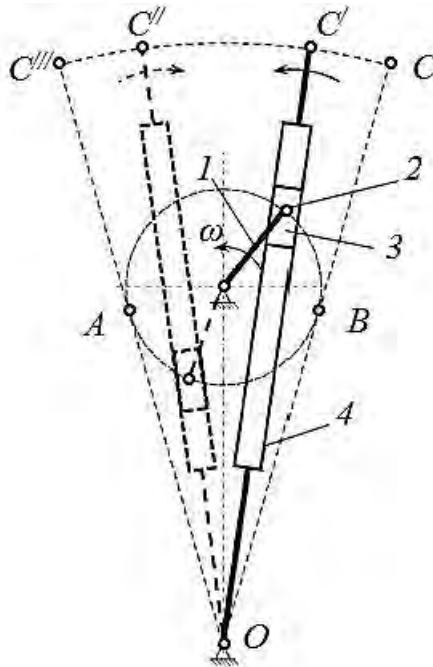


Рис. 2.3. Схема кривошипно-кулісного механізму:
1 – кривошип; 2 – палець(шарнір); 3 – повзун; 4 – куліса

Навколо нерухомої осі обертається кривошип 1, на кінці якого є палець 2. На палець вільно насаджений повзун 3, що ковзає в поздовжньому прямиoliniйному пазу, прорізаному у важелі 4 (кулісі). При обертанні кривошипу повзун ковзає у пазу куліси і повертає її навколо нерухомої осі.

При переміщенні повзуна із положення В у положення А куліса переміщується з крайнього правого положення у крайнє ліве, а при подальшому переміщенні повзуна зі становища А у В вона робить зворотний хід. Так як кути повороту кривошипа, на кінці якого знаходиться повзун, при цьому не рівні, то і час, а отже, і швидкості руху куліси будуть різні. У результаті різець, пов'язаний з кінцем куліси, буде у одному напрямку здійснювати повільний (робочий) хід, а в іншому – швидкий (холостий).

Зубчасто-рейковий механізм. Одним з простих і поширених механізмів, що перетворюють рух, є зубчасто-рейковий механізм. Він складається із зубчастого колеса і зубчастої рейки з нарізаними на ній зубами (рис. 2.4).

Зубчасто-рейковий механізм можна використати для різних цілей, наприклад, обертаючи зубчасте колесо на нерухомій осі, поступально переміщати рейку (домкрати, механізми подачі верстатів, засувка у замках тощо) або, обкатуючи колесо на нерухомій рейці, переміщати ось колеса

відносно рейки (при здійсненні подовжньої подачі супорта у токарному верстаті тощо).

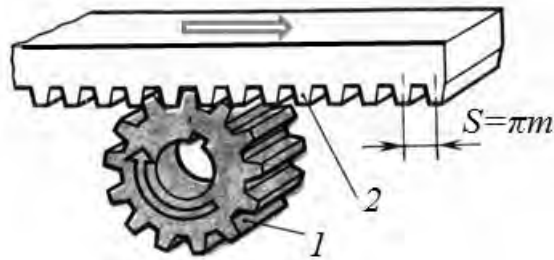


Рис. 2.4. Схема зубчасто-рейкового механізму:
1 – зубчасте колесо; 2 – рейка

Основні кінематичні закономірності у зубчасто-рейковому механізмі легко виявити, якщо співвіднести швидкість поступального руху рейки (чи осі колеса – у другому випадку) з окружною швидкістю колеса. Оскільки відсутнє проковзування, то ці швидкості рівні.

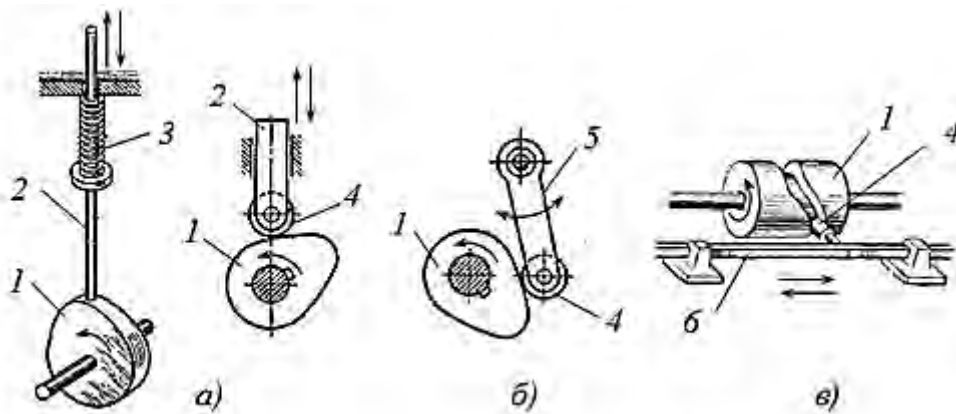


Рис. 2.5. Схеми кулачкових механізмів: зворотно-поступального руху (а), коливального руху(б), просторового (в):
1 – кулачки; 2 – штовхачі; 3 – пружина; 4 – ролики; 5 – коромисло; 6 – планка

Кулачковий механізм. Кулачкові механізми дозволяють здійснювати будь-який закон вихідної ланки при безперервному рівномірному обертанні провідної ланки. Найпростіший дисковий або плоский кулачковий механізм (рис. 2.5) являє собою кулачок (диск) 1 з притиснутим до нього пружиною 3 голчастим штовхачем (повзуном) 2. Для зменшення тертя між кулачком та вихідною ланкою можуть застосовуватися ролики 4.

Кулачкові механізми призначені для перетворення обертального руху кулачка у зворотно-поступальний або коливальний рух вихідної ланки (штовхача, коромисла). При обертанні вала кулачок тисне на штовхач, змушуючи його робити зворотно-поступальний рух.

Змінюючи профіль кулачка, можна як завгодно змінювати закон руху штовхача і пов'язаного з ним робочого органу машини. Саме ця особливість

забезпечує широке застосування кулачкових механізмів у металорізальних верстатах-автоматах, ткацьких верстатах, двигунах внутрішнього згорання.

Крім розглянутого механізму, існує і більш складний кулачковий механізм – просторовий. У ньому кулачок *1* має форму циліндра з розташованим на його поверхні замкнутим пазом (канавкою). У паз входить ролик *4*, розташований на осі, яка жорстко з'єднана з планкою (повзуном) *б*. При обертанні кулачка планка здійснює зворотно-поступальний рух.

До числа недоліків кулачкових механізмів слід віднести складність виготовлення профілю кулачка, від якого вимагається велика точність.

Гвинтовий механізм складається з пари гвинт-гайка (рис. 2.6). Він широко використовується для перетворення обертального руху в поступальний.

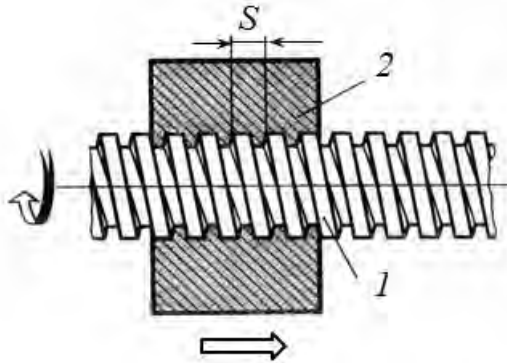


Рис. 2.6. Схема гвинтового механізму:
1 – гвинт; *2* – гайка

Можливо кілька варіантів конструкції і застосування такого механізму:

- провідний гвинт – нерухома гайка (гвинт при обертанні переміщується поступально);
- провідний гвинт – поступально рухається гайка;
- провідна гайка – поступально рухається гвинт;
- провідна гайка – обертально-руховий гвинт.

До переваг гвинтових механізмів відносяться: простота отримання повільного поступального руху і можливість більшого виграшу в силі, плавність, безшумність, здатність сприймати великі навантаження, можливість здійснення переміщень з високою точністю, простота конструкції.

Недоліками гвинтових механізмів є великі втрати на тертя і, як наслідок, низький ККД. У багатьох випадках застосовують гвинти з кутами підйому різьби, що забезпечують самогальмування, тобто не перевищують кута тертя, при цьому ККД гвинтової пари зменшується нижче 50%.

Гвинти у гвинтових механізмах, у залежності від призначення, поділяють на вантажні (домкрати, преси, лещата) і ходові (використовують для точної передачі руху у верстатах, вимірювальних приладах). Гайки вантажних і ходових гвинтів, до яких не пред'являють високих вимог щодо точності, виконуються цільними.

Гайки точних гвинтових механізмів мають конструкцію, яка дозволяє зменшити зазор між витками гвинта і гайки, що утворюється у результаті неточності при виготовленні або зносу у процесі роботи. Кінематичний

розрахунок гвинтового механізму простий: за один оборот гвинта або гайки лінійне переміщення дорівнює одному ходу різьби, тобто добутку кроку на число заходів.

Механізми переривчастої односторонньої дії. Переривчастий рух в одну сторону найчастіше здійснюється за допомогою храпових і мальтійських механізмів. Храпові механізми застосовують для здійснення рухів подачі інструменту і оброблюваного матеріалу у різних верстатах. Крім того, їх використовують у якості гальмівних пристроїв, що перешкоджають зворотному ходу. Так, храповий механізм у вантажопідйомних лебідках запобігає падінню піднятого вантажу.

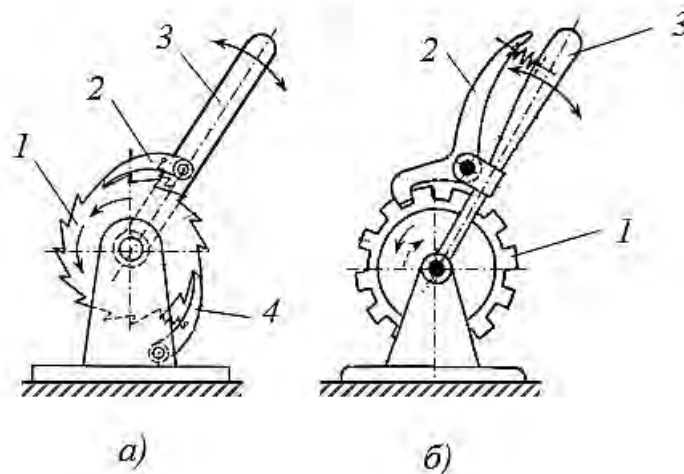


Рис. 2.7. Схеми храпових механізмів односторонньої дії (а) та двосторонньої дії (б): 1 – храпове колесо; 2 – ведуча заскочка; 3 – коромисло(важіль); 4 – штопорна заскочка

Храпові механізми із ведучою заскочкою 2 (рис. 2.7) перетворюють зворотно-обертальний рух коромисла 3 у переривчастий обертальний рух (у одному напрямку) храпового колеса 1. Заскочка 4 з пружиною не дає колесу обертатися у зворотній бік.

Храпові механізми діляться на два основні класи:

1) механізми, в яких храпове колесо затримується штопорною заскочкою тільки в одному напрямку, а в іншому може рухатися, так як при обертанні піднімає заскочку (рис. 2.7,а);

2) механізми, у яких храпове колесо загальмовується у двох напрямках. До цього класу належать механізми, що мають храпове колесо з симетричними зубами (рис. 2.7,б). Дія такого храпового механізму відповідає роботі двох протилежно діючих храпових механізмів.

Мальтійські механізми застосовують для перетворення безперервного обертання ведучої ланки 1 в переривчастий рух веденої ланки 3 (рис. 2.8). Ролик 2, закріплений на кривошипі 1, послідовно входить в прорізи веденої ланки (хреста) 3.

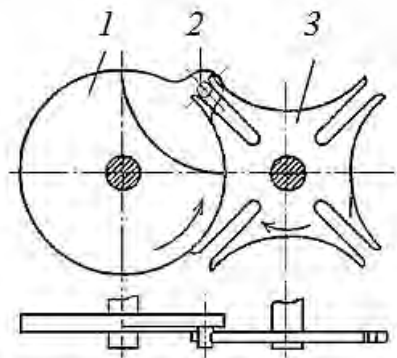


Рис. 2.8. Схема механізму мальтійський хрест:
 1 – ведуча ланка(кривошип); 2 – ролик; 3 – ведена ланка (хрест)

На рисунку 2.8 показаний момент початку руху хреста 3. Ролик 2 знаходиться на початку прорізу. При обертанні кривошипу 1 за годинниковою стрілкою ролик входить всередину прорізу, наближається до осі обертання хреста, а потім починає віддалятися від осі і виходить з прорізу.

Поки ролик переміщається по прорізу, хрест повертається, а після виходу ролика з прорізу хрест зупиняється. Ролик, продовжуючи обертатися, через деякий час входить у наступний проріз хреста, і рух повторюється. Якщо хрест має чотири прорізи, як показано на малюнку, то при одному повному обороті кривошипу хрест повертається на чверть обороту.

Мальтійські механізми виготовляють з трьома, чотирма, п'ятьма, шістьма і вісьма прорізами хреста, що відповідає $1/3$, $1/4$, $1/5$, $1/6$ і $1/8$ обороту веденої ланки на один оборот ведучої.

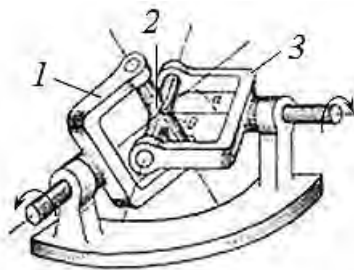


Рис. 2.9. Універсальний шарнір(карданна передача):
 1 – ведуча вилка; 2 – хрестовина; 3 – ведена вилка

Універсальний просторовий шарнір (шарнір Гука, або карданна передача) призначений для передачі обертового руху між валами, осі яких перетинаються, при цьому кут між ними може змінюватися під час руху. При обертанні ведучого вала (вилки) 1 починає обертатися хрестовина, яка в свою чергу приводить в обертання ведену вилку(рис. 2.9). Особливістю механізму є те, що при обертанні вхідного вала (вилки) із сталою кутовою швидкістю, вихідний вал (вилка) буде обертатися нерівномірно, при чому, чим більший кут між осями, тим більша нерівномірність обертання.

Питання для самоконтролю

1. Дайте визначення механізму, машини.
2. Що називається ланкою, кінематичною парою?

3. Наведіть приклади основних механізмів з вищими парами
4. Для чого призначений кривошипно-шатунний механізм, з яких основних деталей він складається?
5. Як визначити хід повзуна?
6. Опишіть, які рухи здійснюють ланки КШМ.
7. У які моменти спостерігаються екстремальні значення швидкості та прискорення повзуна?
8. Поясніть будову кулачкового механізму та його призначення?
9. Для чого у кулачкових механізмах використовують ролик?
10. Які механізми призначені для забезпечення переривчастого руху вихідної ланки?
11. Поясніть будову та принцип дії карданного шарніру.

2.2. Фрикційні передачі

Механічна передача – механізм, що перетворює задані кінематичні та енергетичні параметри двигуна на потрібні параметри руху робочих органів машин, а також погоджує режим роботи двигуна з режимом роботи виконавчих органів.

Механічні передачі за способом передачі руху поділяють на:

- передачі зачепленням (зубчасті, ланцюгові та з зубчастим пасом);
- передачі тертям (фрикційні, пасові);
- передачі з гвинтовою парою.

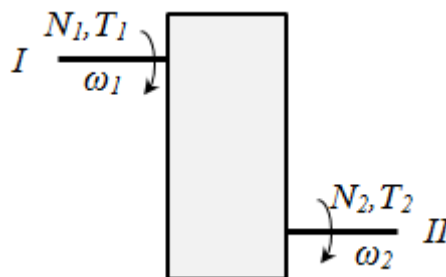


Рис. 2.10. Структурна схема механічної передачі:
I – ведучий вал; II – ведений вал

На рисунку 2.10 показана структурна схема механічної передачі. Параметрам вхідного (ведучого) вала надають індекс I , параметрам вихідного (веденого) вала – 2 . Основними параметрами передачі є вхідні та вихідні: потужність N ($Вт$ або $кВт$), крутний момент T ($Н\cdot м$), кутова швидкість ω ($рад/с$, $1/с$) або частота обертання n ($об./хв.$). Для переходу від частоти обертання n до кутової швидкості ω використовують залежність:

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} \quad 1/с \quad (2.4)$$

Крім основних параметрів, роботу механічної передачі характеризують параметри:

- передаточне відношення (число):

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2}; \quad (2.5)$$

– коефіцієнт корисної дії:

$$\eta = \frac{N_2}{N_1}. \quad (2.6)$$

При відомій потужності N (кВт) і кутовій швидкості або частоті обертання вала можна визначити крутний момент:

$$T = 1000 \frac{N}{\omega}; \quad \text{Н}\cdot\text{м} \quad (2.7)$$

$$T = 9550 \frac{N}{n}. \quad \text{Н}\cdot\text{м} \quad (2.8)$$

У таблиці 2.1 наведені орієнтовні показники для порівняння різних механічних передач.

У залежності від співвідношення параметрів вхідного і вихідного валів передачі поділяються на:

– редуктори (знижуючі передачі) – передаточне число передачі $u > 1$, від вхідного вала до вихідного зменшується частота обертання ($n_2 < n_1$) і збільшується крутний момент ($T_2 > T_1$);

– мультиплікатори (підвищуючі передачі) – передаточне число передачі $u < 1$, від вхідного вала до вихідного збільшується частота обертання ($n_2 > n_1$) і зменшується крутний момент ($T_2 < T_1$).

Фрикційні передачі передають обертальний рух за рахунок сил тертя. Прості передачі складаються з двох циліндричних або конічних роликів – котків (рис. 2.11).

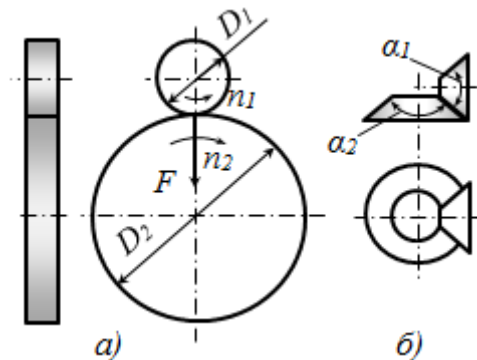


Рис. 2.11. Принципові схеми циліндричної(а) та конічної(б) фрикційних передач

Головна умова роботи передачі полягає в тому, що момент сил тертя між котками має бути більше крутного моменту, що передається.

Передаточне відношення циліндричної фрикційної передачі визначають як відношення частот обертання або діаметрів тіл кочення:

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1} (1 - \varepsilon), \quad (2.9)$$

де ε - коефіцієнт ковзання.



Коефіцієнт ε залежить від пружних властивостей матеріалу котків: для сталевих котків $\varepsilon \approx 0,002$, для котків текстоліт-сталь $\varepsilon \approx 0,01$, для котків гума-сталь $\varepsilon \approx 0,03$.

Порівняльна оцінка механічних передач

Таблиця 2.1

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

Для конічної передачі замість діаметрів беруть кути конусів. Фрикційні передачі виконуються або з постійним, або з регульованим передаточними відношенням (варіатори). Передачі з постійним передаточним відношенням

застосовуються рідко, головним чином, у кінематичних ланцюгах приладів. Фрикційні передачі поступаються зубчастим передачам у потужності. Зате фрикційні варіатори забезпечують безступінчасте регулювання швидкості. Вони застосовують як у кінематичних, так і у силових передачах. Зубчасті передачі не дозволяють такого регулювання.

Основні поломки фрикційних передач виникають внаслідок високої контактної напруги стискування (втомне викрашування, знос, задір поверхні при пробуксовуванні), тому проєктувальний розрахунок передач виконується за допустимою контактною напругою. Для цього застосовується формула Герца-Беляєва. Діаметри фрикційних коліс визначаються:

$$D_1 = 2 \cdot \sqrt[3]{E \frac{\beta}{\psi f} \frac{N_1}{n_2} \left(\frac{1292}{u[\sigma]_k} \right)^2}; \quad D_2 = uD_1, \quad \text{мм} \quad (2.10)$$

де, E – модуль пружності матеріалу котків, МПа;

β – коефіцієнт запасу;

ψ – коефіцієнт ширини ведучого котка;

N_1 – потужність передачі, кВт;

n_2 – частота обертання відомого котка, об/хв.;

u – передаточне відношення передачі;

$[\sigma]_k$ – допустима контактна напруга, МПа.

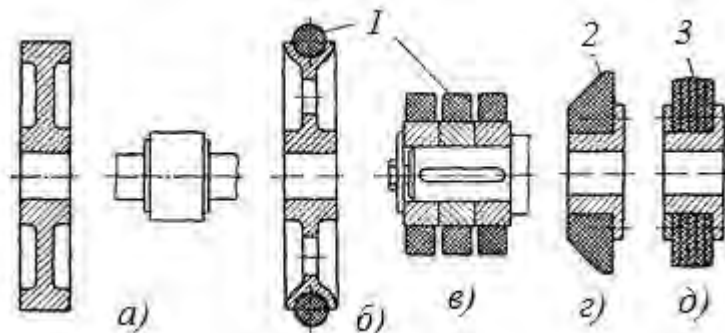


Рис. 2.12. Конструкція котків фрикційних передач з металу(а), збірні насадної конструкції з неметалевими матеріалами(б-д):

1 – гума; 2 – текстоліт; 3 – шкіра

Основні вимоги до матеріалів фрикційних коліс :

– висока зносостійкість і поверхнева міцність;

– високий коефіцієнт тертя(щоб уникнути великих сил стискування);

– високий модуль пружності (щоб ділянка контакту, а відповідно і втрати на тертя були малі).

Найбільш придатними для виготовлення фрикційних коліс є кулькопідшипникові сталі типу ШХ15 або 18ХГТ, 18Х2Н4МА. Для збільшення коефіцієнту тертя використовують спеціальні фрикційні пластмаси з азбестовим і целюлозним наповнювачем, коефіцієнт тертя яких досягає $f = 0,5$. Широко застосовується текстоліт. Також застосовують обгумовані котки, проте їх коефіцієнт тертя залежить від вологості повітря (падає із зростанням вологості). Для потужних передач застосовують пресований азбест, прогумовану тканину і шкіру (рис. 2.12).

Надійніші передачі, у яких ведучий коток твердіший, ніж ведений, оскільки тоді при пробуксовуванні не утворюються риски.

Питання для самоконтролю

1. Прокоментуйте показники, за якими характеризують механічні передачі.
2. Поясніть зв'язок між передаточним відношенням передачі та зміною у ній крутного, моменту, кутовий швидкості та потужності.
3. Поясніть будову та принцип дії фрикційних передач.
4. Вкажіть переваги та недоліки фрикційних передач?
5. Як визначається передаточне відношення фрикційної передачі?
6. Які міркування покладені у основу розрахунку фрикційних передач?
7. Які матеріали застосовуються для котків фрикційних передач?

2.3. Передачі з гнучким зв'язком

Пасова передача - це передача гнучким зв'язком, яка складається з ведучого 1 і веденого 2 шківів і надітого на них пасу 3 (рис. 2.13). До складу передачі можуть також входити натягачі і огорожа. Можливе використання декількох ведених шківів і декількох пасів. Шківви жорстко закріплені на ведучому і веденому шківвах. Основне призначення - передача механічної енергії з пониженням частоти обертання.

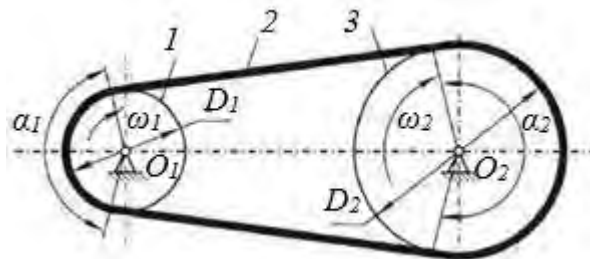


Рис. 2.13. Принципова кінематична схема пасової передачі

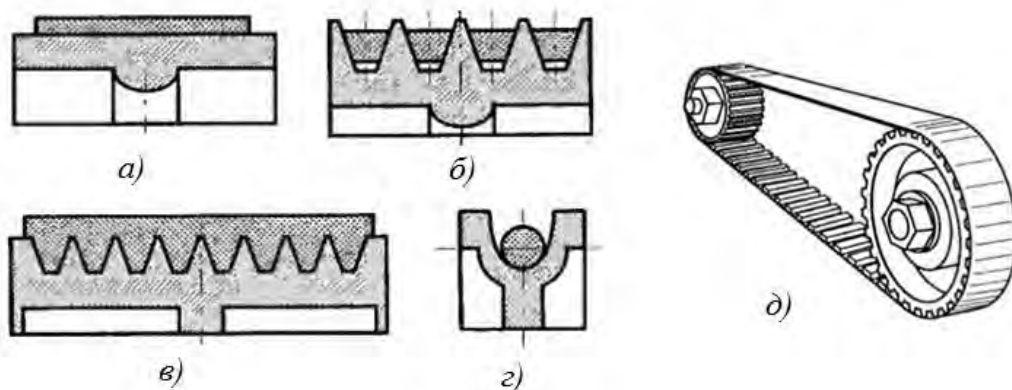


Рис. 2.14. Види пасових передач за формою поперечного перерізу пасу

За принципом дії розрізняють передачі тертям (більшість передач) і зачепленням - зубчасто-пасові (рис. 2.14,д). Залежно від форми поперечного перерізу ремня розрізняють пасові передачі: плоскі (рис. 2.14,а), клинові (рис. 2.14,б), поліклинові (рис. 2.14,в), круглі (рис. 2.14,г), квадратні. Клинові,

поліклинові, зубчасті і швидкохідні плоскі паси виготовляють нескінченно замкнутими. Плоскі паси переважно випускають у вигляді довгих стрічок.

Переваги пасових передач тертям: відсутність мастильної системи, простота і низька вартість конструкції, захист обладнання від різких коливань навантаження і ударів за рахунок проковзування та пружної деформації пасу, можливість передачі руху на значні відстані, плавність і низька шумність роботи.

Недоліки: мала довговічність пасів у швидкохідних передачах; значні габарити; непостійність передаточного відношення (за рахунок проковзування пасів на шківках); необхідність захисту пасу від попадання мастил; значні сили, що діють на вали і опори, необхідні для забезпечення потрібних сил тертя на шківках.

Для визначення передаточного відношення пасової передачі будемо вважати, що пас не витягується і не проковзує на шківках. Тоді лінійні швидкості пасу на ведучому та веденому шківках однакові, тобто:

$$v_1 = v_2 \text{ або } \omega_1 R_1 = \omega_2 R_2. \quad (2.11)$$

Звідки передаточне відношення:

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{R_2}{R_1} = \frac{D_2}{D_1}. \quad (2.12)$$

З урахуванням можливості проковзування формула набуває вигляд:

$$u = \frac{D_2}{D_1(1 - \varepsilon)}, \quad (2.13)$$

де ε – коефіцієнт проковзування $\varepsilon = \frac{v_1 - v_2}{v_1}$.

Коефіцієнт проковзування для вірно спроектованої та налагодженої пасової передачі залежить від навантаження передачі і складає $\varepsilon = 0,01 \dots 0,02$.

Кути α_1 і α_2 (рис. 2.13), відповідні до дуг, за якими дотикаються пас і шків, називаються кутами обхвату. Оскільки пасова передача передає обертання за рахунок сил тертя між пасом і шківом, її працездатність істотно залежить від кутів обхвату. Визначальним з них є кут обхвату на меншому шківі. Його величина в першу чергу залежить від відстані між центрами шківів (міжосьова відстань) і передаточного відношення. Практика показала, що плоскопасова передача працює нормально, якщо кут обхвату не менше 120° . Ця вимога виконується, якщо дотримуються наступні умови: передаточне відношення не більш 3 і міжосьова відстань не менш подвоєною суми діаметрів шківів.

Покращити умови зчеплення та підтримувати їх з часом експлуатації дозволяє використання натяжних роликів l (рис. 2.15). У якості елемента, що утворює натяг, використовують важелі або пружини.

Плоскопасові передачі мають більш просту конструкцію шківів і внаслідок більшої гнучкості пасу – підвищену довговічність. Ці передачі рекомендуються при великих міжосьових відстанях (до 15 м) та великих швидкостях. Гранична колова швидкість плоскопасової передачі в залежності від матеріалу пасу складає 20 – 40 м/с.

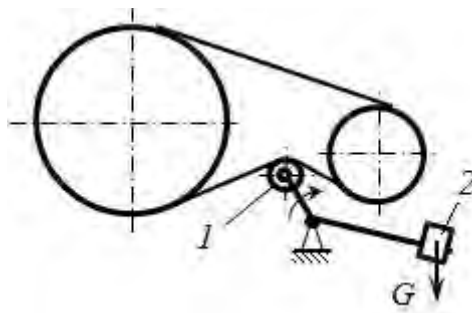


Рис. 2.15. Схема пасової передачі з роликівим натягачем:
 1 – коток натягача; 2 – важіль.

Більш досконалим видом передачі руху гнучким зв'язком є клинопасова передача. У цій передачі на ободу шківів зроблені канавки, у які входить пас, що має в поперечному перерізі форму трапеції. У цих передачах корисне навантаження передається за рахунок сил тертя між бічними поверхнями пасу і канавок шківів. Трапецієвидний перетин пасу викликає його розклинювання у канавці шківів, що збільшує зчеплення пасу з шківом і підвищує тягову здатність передачі. Це дозволяє забезпечувати більш високі передаточні відношення порівняно з плоскопасовою передачею (до 7 і навіть до 10) та надає можливість використання при малих міжцентрових відстанях. Якщо для плоскопасової передачі мінімальна міжцентрова відстань складає:

$$A_{\min} = 2 \times (D_1 + D_2), \quad (2.14)$$

то для клинопасової передачі:

$$A_{\min} \approx D_2. \quad (2.15)$$

Крім цього, клинопасова передача дозволяє однією передачею здійснити обертання декількох відомих валів без застосування натяжних роликів. Компактність передачі дозволяє застосовувати більш просту огорожу. На кінематичних схемах пасові передачі мають відповідні умовні позначення (рис. 2.16).

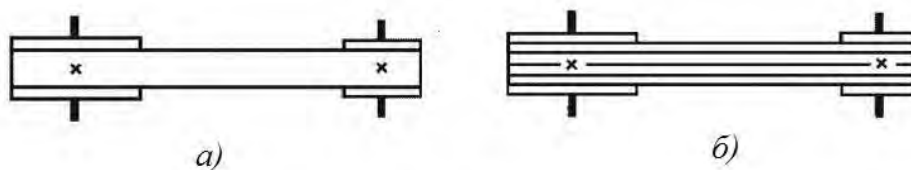


Рис. 2.16. Умовні позначення пасових передач з плоским (а) та з клиновим (б) пасами

Клинові паси виготовляють семи різних за розмірами перерізів, які позначаються: О(З), А(А), Б(В), В(С), Г(Д), Д(Е), Е(ЕО) у порядку збільшення перерізу (додаток Г). Клинові паси вузьких перетинів виготовляють чотирьох типорозмірів перетинів: УО (SPZ), УА (SPA), УБ (SPB), УВ (SPC). У дужках вказані позначення, що застосовуються у міжнародній практиці.

Завдяки меншому відношенню ширини паса до висоти вузькі паси мають більш рівномірний розподіл навантаження по нитках корду. Тому вузькі паси допускають великі натяги, передають при тієї ж площі перетину в 1,5-2 рази

більшу потужність, що уможливорює зменшити число пасів у комплекті і ширину шківів. Паси добре працюють при швидкостях до 50 м/с.

Широкі клинові паси призначені для застосування у варіаторах – так звані варіаторні паси. Для двигунів автомобілів, тракторів і комбайнів застосовують вентиляторні паси.

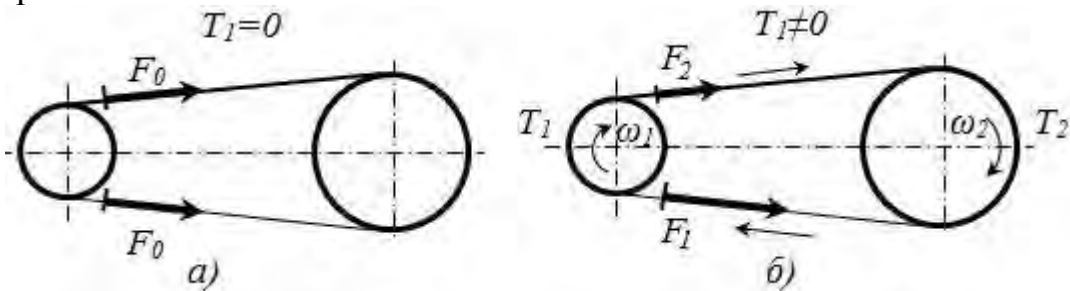


Рис. 2.17. До визначення зусиль у гілках пасу

Розглянемо зусилля та напруження у гілках пасу при передаванні робочого навантаження. При відсутності навантаження пасова передача знаходиться у статичному стані. У гілках пасу спостерігаються зусилля попереднього натягу F_0 (рис. 2.17,а). Після прикладення робочого навантаження (крутного моменту T_1 на ведучого шківі) зусилля у гілках пасу змінюються (рис. 2.17,б): у ведучій гільці зусилля збільшується і стає F_1 а у веденій зменшується і стає F_2 . За умовою рівноваги шківів маємо:

$$T_1 = (F_1 - F_2) \cdot d/2 \quad \text{або} \quad F_1 - F_2 = F_t, \quad (2.16)$$

де $F_t = 2T_1/d_1$ – колова сила на шківі або корисне навантаження пасу.

Зв'язок між F_0 , F_1 та F_2 можна встановити з таких міркувань. Довжина пасу не залежить від навантаження і залишається незмінною як у ненавантаженої, так і у навантаженої передачі. Тоді додаткове витягування ведучої вітки компенсується рівним скороченням веденої вітки. Тому збільшення зусилля у ведучій вітці на ΔF забезпечує зменшення зусилля у веденій вітці на ΔF (при лінійній залежності між силою та деформацією), тобто:

$$F_1 = F_0 + \Delta F; \quad F_2 = F_0 - \Delta F. \quad (2.17)$$

З рівнянь (2.17) отримуємо:

$$F_1 + F_2 = 2F_0. \quad (2.18)$$

Тоді:

$$F_1 = F_0 + 0,5F_t; \quad F_2 = F_0 - 0,5F_t. \quad (2.19)$$

Напруження у поперечних перерізах ведучої та веденої гілок можна знайти, поділивши праві та ліві частини рівнянь (2.19) на площу A перерізу пасу:

$$\sigma_1 = \sigma_0 + 0,5 \sigma_t, \quad \sigma_2 = \sigma_0 - 0,5 \sigma_t, \quad (2.20)$$

де $\sigma_t = F_t/A$ – напруження в пасі від робочого навантаження (корисне напруження в пасі).

Основними критеріями працездатності пасових передач є тягова здатність, яка залежить від величини сил тертя між пасом і шківом, та довговічність пасу, тобто його здатність опиратися втомному руйнуванню.

Тягова здатність характеризується коефіцієнтом тяги. Він дорівнює відношенню сили корисного навантаження пасу (колової сили на шківів F_t) до

суми сил натягу гілок передачі. Таким чином, коефіцієнт визначає, яка частина попереднього натягу паса F_0 використовується корисно для передачі навантаження F_t , тобто характеризує ступінь завантаження передачі.

На основі результатів експериментальних досліджень пасів різних типів визначені середні значення коефіцієнта тяги φ_0 , які відповідають максимальним значенням ККД передач (табл. 2.2).

Таблиця 2.2

Оптимальні та рекомендовані коефіцієнти тяги для деяких видів пасів

Вид пасу	Середні значення φ_0	Рекомендовані значення φ	ККД
Паси плоскі гумотканинні	0,6	$\varphi_0/\varphi=1,15\dots1,3$	0,97...0,98
Паси плоскі бавовняні	0,6	$\varphi_0/\varphi=1,25\dots1,4$	
Паси плоскі шкіряні	0,5	$\varphi_0/\varphi=1,35\dots1,5$	
Паси клинові	0,7	$\varphi_0/\varphi=1,5\dots1,6$	0,94 ...0,96

За критичними значення коефіцієнта тяги визначають оптимальне корисне навантаження або оптимальне корисне напруження, що забезпечують достатню тягову здатність паса та допустиму його довговічність.

Основним розрахунком пасових передач, що забезпечує необхідну міцність паса, є розрахунок за тяговою здатністю. Він робиться на основі довідкових даних для стандартних пасів. Розрахунок на довговічність виконується як перевірочний.

Ланцюгова передача (рис. 2.18) складається з ведучої I та веденої 3 зірочок, які розміщені на відповідних валах, і ланцюга 2 у вигляді замкненого контуру, який знаходиться у зачепленні із зірочками. За аналогією з пасовими передачами відрізок I ланцюга, що набігає на ведучу зірочку I, називається ведучою гілкою, а другий II – веденою гілкою.

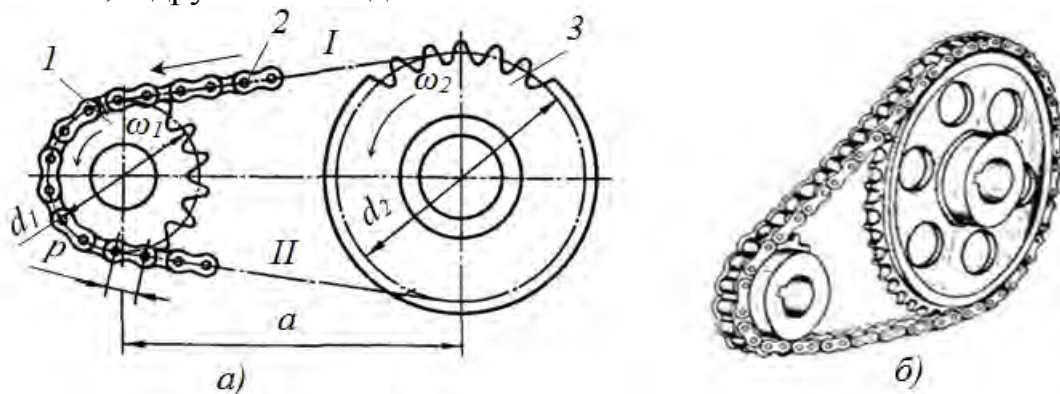


Рис. 2.18. Схема(а) та загальний вигляд ланцюгової передачі(б)

Ланцюг складається із з'єднаних шарнірами ланок, що забезпечує гнучкість ланцюга. За рахунок зачеплення ланцюга із зубцями зірочок забезпечується передавання обертового руху від ведучої зірочки до веденої без проковзування.

Швидкість руху ланцюга у передачах загального призначення досягає 15 м/с при потужності до 100 кВт, а у спеціальних приводах – до 35 м/с при

потужності до 2000 кВт. За допомогою ланцюгової передачі можна забезпечити передаточне число $u \leq 10$, а краще мати $u \leq 4$.

Ланцюгові передачі порівняно з іншими механічними передачами мають такі основні переваги:

- можливість використання при значних відстанях між валами;
- достатньо високий ККД, який досягає 0,96... 0,97;
- можливість передавання обертового руху одним ланцюгом кільком валам, у тому числі і з протилежним напрямом обертання.

До недоліків ланцюгових передач належать такі:

- збільшення з терміном використання довжини ланцюга через спрацювання шарнірів і відповідне послаблення потрібного натягу;
- нерівномірність руху ланцюга і пов'язані з цим динамічні явища у передачі та підвищений шум;
- низька кінематична точність при реверсуванні;
- потреба застосування додаткових пристроїв для регулювання натягу ланцюга.

Приводні ланцюги за конструкцією бувають: роликові, зубчасті та з фасонними ланками (рис. 2.19).

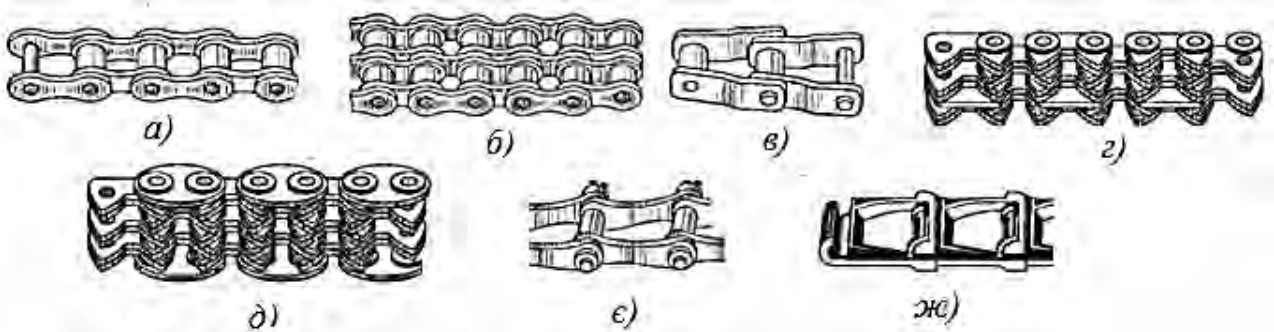


Рис. 2.19. Види приводних ланцюгів: роликові: однорядний(а), двохрядний(б), із зігнутими пластинами(в); зубчасті: із внутрішніми(г) та бічними направляючими(д); з фасонними ланками: втулково-штирьові(є), крючківаті(ж)

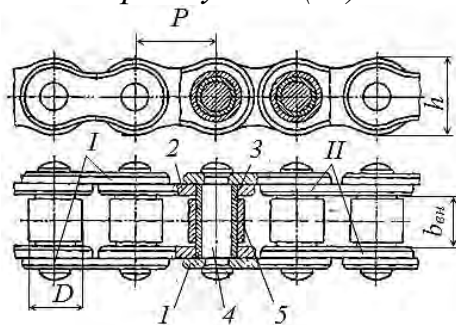


Рис. 2.20. Будова роликового ланцюга:

- 1 – пластина зовнішньої ланки; 2 – пластина внутрішньої ланки; 3 – втулка;
4 – валик; 5 – ролик

У приводах, як правило, використовують роликові або зубчасті ланцюги. Роликовий ланцюг (рис. 2.20) складається з ланок двох типів: зовнішніх I та внутрішніх II. Пластини внутрішньої ланки напресовані на втулки 3 і

утворюють нерухоме з'єднання. Валик 4 вільно входить у втулку і утворює шарнір. Зовнішні пластини напресовані на валики, які на торцях розвальцьовані. Ролик 5 на втулці 3 може вільно обертатись при вході у зачеплення із зубцями зірочки. У рухомих з'єднаннях втулки з валиком і роликом має місце тертя ковзання, у спряженні роликів із зубцями зірочок переважає тертя кочення.

Основною геометричною характеристикою ланцюга є крок P – відстань між осями сусідніх шарнірів. Більшість стандартних ланцюгів мають крок, кратний 1 дюйму (25,4 мм). Інший розмірний параметр ланцюгів, що характеризує міцність та довговічність, це площа опорної поверхні шарніра $A_{оп}$. Вона дорівнює добутку діаметра валика і ширини внутрішньої ланки.

Характеристикою міцності роликового ланцюга є руйнівне навантаження $F_{РН}$, яке визначається дослідним шляхом на підприємствах, що виготовляють ланцюги. Його величина регламентується стандартом.

Зубчастий ланцюг (рис. 2.19, z і d) складається з набору пластин двох типів. Основні пластини мають зовнішні бічні плоскі поверхні, якими вони спрягаються з двома зубцями зірочки. Напрямні пластини забезпечують центрування ланцюга відносно зірочок. Для цих пластин посередині вінця зірочок передбачається відповідний проміжок. Зубчасті ланцюги у порівнянні з роликовими допускають дещо більш високі швидкості, вони більш плавні та безшумні у роботі, мають підвищену надійність через багатопластинчасту конструкцію. Однак вони мають більшу масу, складніші у виготовленні і дорожчі. Тому зубчасті ланцюги застосовують обмежено.

Натяг ланцюга у ланцюговій передачі повинен відповідати корисному навантаженню. Надмірний натяг погіршує набігання ланцюга на зірочки, збільшує спрацювання ланцюга та зубців зірочок, підвищує навантаження на опори валів передачі. Малий натяг спричинює значне провисання веденої гілки, що створює умови для пробуксовування ланцюга на зірочках або його сходу із зірочок.

Потрібний натяг гілок оцінюють стрілкою провисання f веденої вітки передачі. Для передач із кутом нахилу до горизонту до 40° стрілка провисання $f \leq 0,02a$ (a – міжосьова відстань передачі), а для передач із кутом нахилу більше від 40° $f \leq 0,015a$.

Регулювання натягу ланцюга здійснюється пристроями, аналогічними тим, що використовуються у пасових передачах, тобто переміщенням вала однієї із зірочок, натяжними або відтяжними гвинтами. У деяких випадках застосовують підпружинені натяжні колодки або ролики. Недоліками таких пристроїв є додатковий згин ланцюга, який прискорює його спрацювання, та невідповідність натягу ланцюга його корисному навантаженню при змінних режимах роботи.

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:

$$v = \frac{P \omega_1 z_1}{2\pi} \quad \text{м/с} \quad (2.21)$$

де P – крок ланцюга, м;

ω_1 – кутова швидкість ведучої зірочки (з числом зубців z_1), 1/с.

Граничні рекомендовані кутові швидкості меншої зірочки залежать від числа зубців z_1 та кроку ланцюга P , вони вказуються у характеристиках ланцюгів.

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:

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1} \quad (2.22)$$

Передаточне число обмежується габаритними розмірами передачі, кутом обхвату меншої зірочки та числами зубців зірочок. Найдоцільніше брати $u \leq 4$.

Мінімальне число зубів зірочок обмежується спрацюванням шарнірів, динамічними навантаженнями та шумом передачі. Число зубів малої зірочки z_1 для роликів і втулкових ланцюгів:

$$z_1 = 29 - 2 \cdot u, \text{ за умови } z_1 \geq z_{1.min}, \quad (2.23)$$

де u - передаточне відношення.

Мінімально допустиме число зубів малої зірочки приймають: при високих частотах обертання $z_{1.min} = 19...23$; середніх $z_{1.min} = 17...19$; низьких $z_{1.min} = 13...15$.

При спрацюванні шарнірів крок ланцюга збільшується. При цьому ланцюг на зірочці буде зміщуватися у бік більшого радіуса. Збільшення радіусів розміщення шарнірів ланцюга на зубцях зірочки тим більше, чим менший кутовий крок зубців $2\pi/z$. При великому z навіть невелике збільшення кроку ланцюга спричинює значне зміщення ланцюга на профілях зубців. Це обмежує максимальне число зубців зірочок, яке приймають 100–120 для роликів ланцюгів і 120–140 для зубчастих. Переважно вибирають непарне число зубців зірочок, що у поєднанні з парним числом ланок ланцюга сприяє рівномірному спрацюванню зубців.

Крок ланцюга P є основним параметром ланцюгової передачі. Ланцюги з великим кроком мають більшу несучу здатність, але потребують зменшення кутової швидкості меншої зірочки, сприяють збільшенню нерівномірності руху, динамічних навантажень та шуму ланцюгової передачі. Тому доцільно вибирати ланцюг із мінімально допустимим для заданого навантаження кроком. При конструюванні ланцюгової передачі можна зменшити крок зубчастих ланцюгів, збільшивши ширину ланцюга, а крок роликів ланцюгів, якщо використовувати багаторядні ланцюги.

У проектному розрахунку ланцюгової передачі орієнтовне значення кроку P , мм, однорядного роликівого ланцюга можна визначити за формулою:

$$P = 13 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1}{z_1}}, \quad \text{мм} \quad (2.24)$$

де T_1 – крутний момент на валу ведучої зірочки, Hm ;
 z_1 – число зубців ведучої зірочки.

Мінімальну міжосьову відстань ланцюгової передачі визначають за умови, що кут обхвату ланцюгом малої зірочки повинен бути не менш ніж 120° .

При $u \leq 3$

$$a_{min} = 0,5 (de_1 + de_2) + (30...50), \quad \text{мм} \quad (2.25)$$

при $u > 3$

$$a_{min} = (de_1 + de_2) (9 + u)/20. \quad \text{мм} \quad (2.26)$$

Тут de_1, de_2 , – діаметри вершин зубців ведучої та веденої зірочок відповідно. Оптимальна міжосьова відстань ланцюгової передачі $a = (30...50)P$. 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 :

$$W = \frac{2a}{P + 0,5(z_1 + z_2)} + \frac{\left(\frac{P}{a}\right) \cdot (z_2 - z_1)^2}{(2\pi)^2}. \quad (2.27)$$

Значення W слід округлити до найближчого парного числа. Після визначення числа ланок ланцюга W уточняють міжосьову відстань передачі за формулою:

$$a = \left(\frac{P}{4}\right) \cdot \left[W - 0,5(z_1 + z_2) + \sqrt{(W - 0,5(z_1 + z_2))^2 - 8(z_2 - z_1)^2 / (2\pi)^2} \right]. \text{мм} \quad (2.28)$$

Щоб забезпечити оптимальне провисання ланцюга, значення a рекомендується зменшити на $(0,002...0,004) a$.

Довжина ланцюга визначається:

$$l = P \cdot W. \quad \text{мм} \quad (2.29)$$

Зусилля у вітках ланцюгової передачі визначають по величині корисного навантаження, відцентрової сили та вазі ланцюга. Різниця між силами натягу ведучої F_1 і веденої F_2 гілок визначає корисне навантаження ланцюга

$$F_t = F_1 - F_2 = 2 T_1 / d_1, \quad (2.30)$$

де T_1 – обертовий момент на валу ведучої зірочки, що має ділильний діаметр d_1 .

Сила натягу F_2 веденої вітки ланцюга більша від сили натягу F_0 , спричиненої власною вагою гілки, та від натягу від дії відцентрової сили F_V :

$$F_0 = K_f a q g; \quad F_V = q v^2, \quad (2.31)$$

де K_f – коефіцієнт провисання ланцюга, який залежить від стрілки провисання f веденої вітки та кута нахилу передачі до горизонту; якщо $f = 0,02a$, то для горизонтальної передачі $K_f = 6$ ($K_f = 4$ – під кутом нахилу до горизонту до 40° ; $K_f = 2$ – під кутом нахилу більшим від 40° ; $K_f = 1$ для вертикальної передачі);

a – міжосьова відстань передачі, m ;

q – маса 1 m ланцюга, kg/m ;

g – прискорення вільного падіння, m/c^2 ;

v – швидкість руху ланцюга, m/c .

Для поширених у практиці тихохідних передач та передач із середніми швидкостями ланцюга $v \leq 10 m/c$ сила натягу веденої вітки незначна і складає кілька процентів від корисного навантаження F_t . Тому в розрахунках з достатньою точністю можна брати $F_2 \approx 0$, а $F_1 \approx F_t$.

Сила, що передається на вали ланцюгової передачі, визначається:

$$R = 1,15F_t. \quad (2.32)$$

Розрахунок шарнірів ланцюга на стійкість проти спрацювання виконують за умови не перебільшення питомої сили, що діє на шарнір, допустимого значення для обраного ланцюга:

$$p_{num} = \frac{F_t K_{Ecn} K_\delta}{A_{on} K_m} \leq [p_{num}]_{cn}. \quad (2.33)$$

де K_{Ecn} – коефіцієнт інтенсивності режиму навантаження;

K_δ – коефіцієнт динамічного навантаження ($K_\delta=1$ – при спокійному навантаженні; $K_\delta=1,3$ – при помірних змінах навантаження; $K_\delta = 1,5$ – при різких змінах навантаження);

A_{on} – площа опорної поверхні шарніра ланцюга;

K_m – коефіцієнт, що враховує число рядів ланцюга (для однорядного ланцюга $K_m = 1$; для дворядного – $K_m = 1,7$; для трирядного – $K_m = 2,5$ і для чотирирядного – $K_m = 3$);

$[p_{num}]_{cn}$ – допустимий тиск у шарнірі за умови стійкості його проти спрацювання.

При невиконанні умови (2.33) слід взяти ланцюг більшого кроку або того самого кроку але двох - чи трирядний.

Розрахунок пластин ланок ланцюга на втому здійснюють за формулою:

$$p_{num.em} = \frac{F_t K_{Fem} K_\delta}{A_{on} K_m} \leq [p_{num.em}] \quad (2.34)$$

де K_{Fem} – коефіцієнт впливу інтенсивності режиму навантаження на втомну міцність;

$[p_{num.em}]$ – допустимий тиск у шарнірі за умови втомної міцності, пластин.

Розрахунок ланцюга на міцність при дії максимальних короткочасних перевантажень виконують за умови забезпечення певного запасу міцності:

$$n = \frac{F_{p.n}}{F_{max}} \leq n_{min}, \quad (2.35)$$

де $F_{p.n}$ – руйнівне навантаження, яке наведено у стандарті на приводні ланцюги;

F_{max} – максимальне короткочасно діюче навантаження ланцюга, яке може виникнути при роботі передачі протягом її строку служби;

n_{min} – мінімальний запас міцності ланцюга $n_{min} = 5$.

Приклад розв'язку задачі

Підібрати клиновий пас відповідно до таких вихідних даних: потужність на валу ведучого шківів $P_1=3,0\text{кВт}$, кутова швидкість ведучого шківів $n_1=2800\text{об/хв.}$, передаточне відношення $u=2$. Умови роботи: нормальні, коливання навантаження помірні.

1. Орієнтовно вибираємо тип паса за потужністю $P_1 = 3,0$ кВт (додат. Б1). Попередньо вважаємо, що лінійна швидкість паса $v=10$ м/с.

У залежності від завдання рекомендується обирати :

- при умові скорочення габаритів - пас з меншим поперечним перерізом;
- при умові зменшення кількості пасів - пас з більшим перерізом або паси з вузьким перерізом.

Вибираємо тип паса «УА».

Випишуємо розміри перерізів пасів (додаток Б2):

$$b_0=13 \text{ мм} ; b_p = 11 \text{ мм} ; h = 10 \text{ мм} ; S_0 = 90 \text{ мм}^2 ; l_p = 800 \dots 4500 \text{ мм.}$$

2. Геометричний розрахунок.

Визначаємо діаметр ведучого шківів (додаток Б3), приймаємо середній з рекомендованих $d_1=100\text{мм}$.

Розраховуємо діаметр веденого шківів, з урахуванням проковзування паса ($\varepsilon=0,01 - 0,02$, для кордошнурових пасів $\varepsilon=0,01$):

$$d_2 = d_1 u (1 - \varepsilon) = 100 \cdot 2 \cdot (1 - 0,01) = 198 \text{ мм.}$$

Приймаємо стандартний розмір (додаток Б4): $d_2=200\text{мм}$.

Мінімальна міжосьова відстань:

$$a_{\min} = 0,55(d_1 + d_2) = 0,55 \cdot (100 + 200) = 165 \text{ мм.}$$

Максимальна міжосьова відстань:

$$a_{\max} = 2(d_1 + d_2) = 2 \cdot (100 + 200) = 600 \text{ мм.}$$

За умови забезпечення більшої довговічності пасу попередньо приймаємо $a = 600\text{мм}$.

Визначаємо довжину паса:

$$\begin{aligned} l &= 2 \cdot a + \frac{\pi}{2}(d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a} = \\ &= 2 \cdot 600 + \frac{\pi}{2}(100 + 200) + \frac{(200 - 100)^2}{4 \cdot 600} = 1671,0 \text{ мм} \end{aligned}$$

Приймаємо стандартне значення довжини (додаток Б3) $l = 1600\text{мм}$

Уточнюємо міжосьову відстань :

$$\begin{aligned} a &= \frac{l}{8} \left(2l - \pi(d_1 + d_2) + \sqrt{(2l - \pi(d_1 + d_2))^2 - 8(d_2 - d_1)^2} \right) \\ a &= \frac{l}{8} \left(2 \cdot 1600 - \pi(100 + 200) + \sqrt{(2 \cdot 1600 - \pi(100 + 200))^2 - 8(200 - 100)^2} \right) \\ &= 562,1 \text{ мм} \end{aligned}$$

Визначаємо кут обхвату пасом малого шківів:

$$\alpha_1 = 180 - \frac{57(d_2 - d_1)}{a} = 180 - \frac{57(200 - 100)}{2 \cdot 562,1} = 174,9^\circ > 120^\circ, \text{ умова}$$

виконується.

3. Кінематичний розрахунок.

Визначаємо швидкості пасів:

$$v = \frac{\pi \cdot n \cdot d_1}{60} = \frac{3,14 \cdot 2800 \cdot 0,1}{60} = 14,7 \text{ м/с} < [v] = 25 \text{ м/с}, \text{ умова виконується.}$$

Швидкість пасів клинопасової передачі не має перевищувати 30м/с, тому що при великих швидкостях клинові паси вібрують. Найбільше навантаження клинові паси передають при $v = 20 \dots 25 \text{ м/с}$. Для пасів типу О, А, Б, В - $[v] = 25 \text{ м/с}$, для Г, Д, Е - $[v] = 30 \text{ м/с}$.

Уточнюємо передаточне відношення:

$$u = \frac{d_2}{d_1(1 - \varepsilon)} = \frac{200}{100 \cdot (1 - 0,01)} = 2,02, \Delta u = 1\% < 5\%, \text{ умова виконується.}$$

4. Визначаємо довговічність паса за числом пробігів, с-1:

$$U = \frac{14,7}{1,6} = 9,2 \text{ с}^{-1} < [U] = 10 \text{ с}^{-1}, \text{ умова виконується.}$$

5. Розрахунок кількості пасів за тяговою здатністю.

При $v = 14,6 \text{ м/с}$ і $l_0 = 2500 \text{ мм}$ допустима потужність на один пас складає $P_0 = 4,35 \text{ кВт}$ (додаток Б3).

Визначаємо допустиму потужність для заданих умов роботи:

$$[P] = P_0 C_\alpha C_p C_l C_z,$$

де C_α - коефіцієнт кута обхвату:

$$C_\alpha = 1 - 0,003(180 - \alpha_1) = 1 - 0,003(180 - 174,9) = 0,985.$$

C_p - коефіцієнт навантаження і режиму роботи, при роботі з помірними коливаннями $C_p = 0,9$;

C_z - коефіцієнт кількості пасів z , що працюють в одній передачі при $z = 2 \dots 3$, $C_z = 0,95$; при $z = 4 \dots 6$ - $C_z = 0,90$; при $z \geq 6$ - $C_z = 0,85$, у нашому випадку приймаємо $z = 1$, тоді $C_z = 1,0$;

C_l - коефіцієнт, що враховує дійсну довжину пасу:

$$C_l = \sqrt[6]{l/l_0} = \sqrt[6]{1600/2500} = 0,93.$$

$$[P] = 4,35 \cdot 0,985 \cdot 0,9 \cdot 0,93 \cdot 1 = 3,59 \text{ кВт}$$

Визначаємо число пасів ($z \leq 8$):

$$z = \frac{P_1}{[P]} = \frac{3}{3,59} = 0,83 \approx 1$$

6. Розрахунок сили попереднього натягу пасу і зусилля на вали.

Визначаємо силу попереднього натягу пасу:

$$F_0 = \frac{0,85 P_l C_l}{v C_\alpha C_p} = \frac{0,85 \cdot 3000 \cdot 0,93}{14,6 \cdot 0,985 \cdot 0,9} = 183,2 \text{ Н}$$

Визначаємо силу, що діє на вали:

$$Q = 2F_0 \sin(\alpha_1 / 2) = 2 \cdot 183,2 \cdot \sin(174,9 / 2) = 366,0 \text{ Н}$$

Питання для самоконтролю

1. У яких випадках застосовують пасові передачі.
2. З яких елементів вони складаються?

3. Якими за формою перерізу паса бувають пасові передачі?
4. Навіщо в пасовій передачі утворюють початковий натяг пасів?
5. Що являється основним критерієм працездатності пасової передачі?
6. Підібрати клиновий пас для передачі потужності $P = 6$ кВт, якщо передаточне відношення передачі складає $u = 3$, частота обертання на вході $n = 2800$ об./хв., умови роботи – нормальні.
7. Поясніть будову ланцюгової передачі.
8. Вкажіть основні переваги та недоліки ланцюгових передач.
9. Які ланцюги використовують у приводних ланцюгових передачах?
10. Як визначається оптимальний натяг ланцюга?
11. Як розраховується передаточне відношення ланцюгової передачі та вкажіть його оптимальні межі?
12. Який геометричний параметр найбільш впливає на експлуатаційні характеристики ланцюгової передачі?

2.4. Зубчасті передачі

Зубчаста передача (рис. 2.21) складається з двох коліс з нарізаними на них зубами. Ведуче колесо називають шестернею 1, відоме – зубчастим колесом 2. При обертанні шестерні її зуби взаємодіють з зубами веденого колеса, у результаті чого воно також починає обертатися.

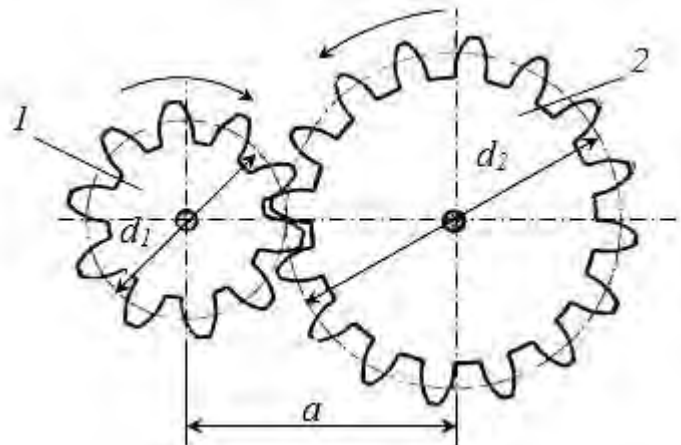


Рис. 2.21. Схема зубчастої передачі

Найбільш поширені передачі з зубами, профілі яких виконані по евольвенті. Такий профіль дозволяє зубам при обертанні коліс обкатуватися одне за одним, внаслідок чого передача працює плавно, з невеликими втратами енергії на тертя.

Циліндричні зубчасті колеса бувають з прямими (рис. 2.22,а), косими (рис. 2.22,б) і шевронними (рис. 2.22,в) зубами. Косозубі і шевронні колеса забезпечують більш плавний хід передачі, так як в зачепленні знаходяться одночасно більше число пар зубів у порівнянні з прямозубою передачею. Для передачі обертання між валами, які перехрещуються, використовують гвинтові зубчасті передачі (рис. 2.22,з). За формою колеса відрізняють конічні (рис. 2.22,е), геподні (рис. 2.22,ж), рейкові (рис. 2.22,д) зубчасті передачі.

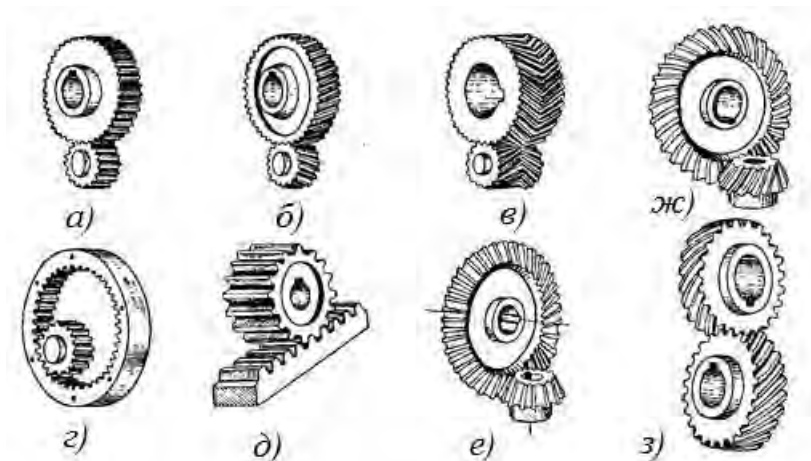


Рис. 2.22. Види зубчастих передач.

До переваг зубчастих передач належать:

- компактність;
- найбільші потужності, що передаються ;
- найбільші колові швидкості, що дозволяє передача;
- постійне передаточне відношення;
- високий ККД.

Недоліками слід вважати:

- складність передачі руху на значні відстані;
- жорсткість передачі;
- шум під час роботи;
- потребує постійного змащення.

Якщо при обертанні зубчастих коліс уявити собі в передачі два кола діаметрами d_1 і d_2 , що дотикаються (рис. 2.21), які котяться одне за іншим без ковзання, то це дозволить використати для зубчастої передачі основні кінематичні закономірності фрикційної передачі.

Таким чином, для зубчастої передачі передаточне відношення:

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_2}{d_1}. \quad (2.36)$$

Діаметри d_1 і d_2 , отримали назву ділільних діаметрів, відповідно, шестерні та зубчастого колеса. Однак скористатися наведеним співвідношенням для практичного визначення передаточного відношення не можна, так як діаметри уявних кіл важко заміряти.

Зачеплення зубчастих коліс у передачі вимагає дотримання основної умови: зуб одного колеса повинен точно входити у відповідну йому при зачепленні западину іншого колеса. При виготовленні стандартних зубчастих коліс ділільне коло збігається з початковим колом. Таким чином, можна сказати, що зубчасте зачеплення можливо лише при рівності колових кроків p , вимірених по дугам ділільних кіл (рис. 2.23).

Коловий крок p – це довжина відрізка дуги ділільного кола, розділеної на число зубів z .

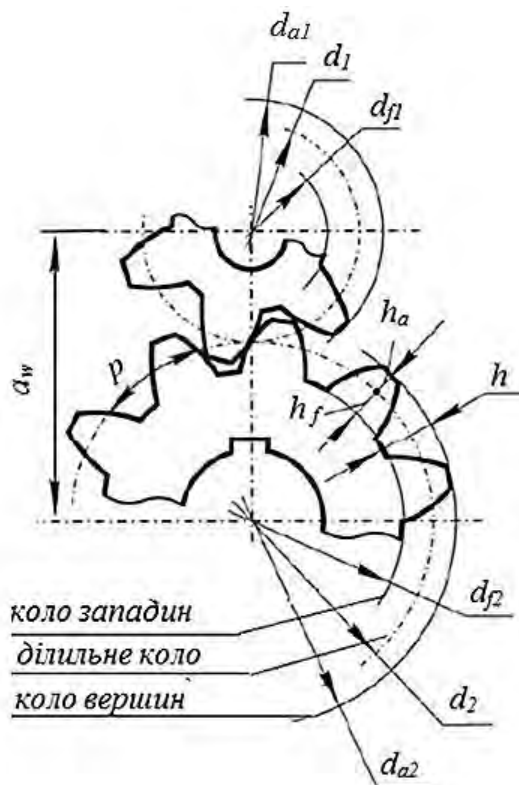


Рис. 2.23. Геометричні параметри зубчастого зачеплення

Тоді діаметри ділильних кіл визначаються:

$$d_1 = \frac{pz_1}{\pi} \text{ та } d_2 = \frac{pz_2}{\pi}, \quad (2.37)$$

де z_1, z_2 - число зубів шестерні та зубчастого колеса.

Оскільки величина $\frac{p}{\pi}$, наявна в обох залежностях, не може бути підрахована точно, то замість неї ввели величину m , яку назвали модулем зубчастого колеса:

$$m = \frac{p}{\pi} \quad \text{мм} \quad (2.38)$$

Значення модуля є основною геометричною характеристикою зубчастого колеса. Числові значення модуля стандартизовані, це полегшує виготовлення і підбір зубчастих коліс. Формула для визначення ділильних діаметрів набуває вигляд:

$$d_1 = mz_1 \text{ та } d_2 = mz_2. \quad (2.39)$$

Після підстановки у (2.36) отримуємо формулу визначення передаточного відношення для зубчастої передачі:

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1}. \quad (2.40)$$

Відстань від ділильної окружності до вершини зуба називається висотою головки зуба h_a (див. рис. 2.23), а від ділильної окружності до основи зуба - висотою ніжки зуба h_f .

Для циліндричного зубчастого некорегованого колеса основні розміри розраховуються:

- діаметр ділильного кола: $d = mz$;
- діаметр кола вершин: $d_a = d + 2h_a = m \times z + 2m = m(z+2)$;
- діаметр кола западин: $d_f = d - 2h_f = m \times z - 2,5m = m(z - 2,5)$;
- відстань між центрами коліс: $a_w = d_1 + d_2 = m(z_1 + z_2)$.

Таблиця 2.3

Розміри елементів зубців циліндричних зубчатих коліс

Елементи зубу	Колесо	
	прямозубе	косозубе (шевронне)
Висота:		
голівки	$h_a = h_a^* \cdot m = m$	$h_a = h_a \cdot m_n = m_n$
ніжки	$h_f = (h_a^* + c^*) \cdot m = 1,25m$	$h_f = (h_a^* + c^*) \cdot m_n = 1,25m_n$
зубу	$h = h_a + h_f = 2,25m$	$h = h_a + h_f = 2,25m_n$
Радіальний зазор	$c = c^* \cdot m = 0,25m$	$c = c^* \cdot m_n = 0,25m_n$
Радіус кривини перехідної кривої	$p_f = p_f \cdot m = 0,38m$	$p_f = p_f \cdot m_n = 0,38m_n$

Примітка. h_a^* , c^* , p_f^* - коефіцієнти висоти голівки радіального зазору, радіуса кривини перехідної кривої; m_n – модуль у напрямку нормалі до зубів.

Модуль колеса можна визначити, якщо виміряти діаметр кола вершин і розділити його на число зубів, збільшене на два (з наступним округленням до найближчої стандартної величини).

Геометричний розрахунок косозубих і шевронних коліс більш складний (табл. 2.3, 2.4)

Міжосьова відстань циліндричних зубчастих передач:

– прямозубої:

$$a_w = 0,5 (d_1 + d_2) = 0,5m \cdot (z_1 + z_2); \quad (2.41)$$

– косозубої або (шевронної):

$$a_w = 0,5m_n (z_1 + z_2) / \cos \beta. \quad (2.42)$$

Таблиця 2.4

Розміри вінців пари циліндричних зубчастих коліс

Діаметри вінців	Передача	
	прямозуба	косозуба (шевронна)
Ділільні	$d_1 = m \cdot z_1; d_2 = m \cdot z_2$	$d_1 = m_n \cdot z_1 / \cos \beta; d_2 = m_n \cdot z_2 / \cos \beta$
Вершин зубів	$d_{a1} = d_1 + 2h_a = d_1 + 2m,$ $d_{a2} = d_2 + 2h_a = d_2 + 2m;$	$d_{a1} = d_1 + 2h_a = d_1 + 2m_n;$ $d_{a2} = d_2 + 2h_a = d_2 + 2m_n;$
Западин	$d_{f1} = d_1 - 2h_f = d_1 - 2,5m;$ $d_{f2} = d_2 - 2h_f = d_2 - 2,5m$	$d_{f1} = d_1 - 2h_f = d_1 - 2,5m_n;$ $d_{f2} = d_2 - 2h_f = d_2 - 2,5m_n$

Примітка. β – кут нахилу зубів; m_n – модуль у напрямку нормалі до зубів.

Враховуючи те, що передаточне число зубчастої передачі $u = z_2/z_1$, ділільні діаметри зубчастих коліс (у не коригованих передачах початкові збігаються з ділільними) можуть бути виражені через міжосьову відстань:

$$d_1 = 2a_w(u \pm 1); d_2 = 2a_w \cdot u / (u \pm 1). \quad (2.43)$$

Тут знак плюс «плюс» для передачі зовнішнього зачеплення; знак «мінус» для передачі внутрішнього зачеплення.

Ширина зубчастого вінця b_2 колеса призначають залежно від міжосьової відстані передачі:

$$b_2 = \psi_{ba} \cdot a_w, \quad (2.44)$$

де ψ_{ba} – коефіцієнт ширини вінця, який дорівнює: $\psi_{ba} = 0,1 \dots 0,4$ – для прямозубих передач, $\psi_{ba} = 0,2 \dots 0,5$ – для косозубих та $\psi_{ba} = 0,4 \dots 0,8$ – для шевронних передач. Менші значення ψ_{ba} приймають при несиметричному або консольному розміщенні зубчастого колеса, щодо опор вала, а також при твердості зубчастих коліс більше 350 НВ.

Ширину зубчастого вінця шестірні b_1 приймають на 2 – 5 мм більшою від ширини вінця колеса з метою забезпечення повноти контакту зубів по їх довжині при можливих похибках монтажу валів передачі у осьовому напрямі.

При найбільш поширеному способі виготовлення зубчастих коліс методом обкатки зуборізних інструментів число зубів не може бути менше 17. У іншому випадку інструмент буде підрізати основу зуба і послаблювати його. Найбільше число зубів теоретично не обмежена, однак і тут є розумна межа. З урахуванням цих обмежень встановлені оптимальні величини передаточного відношення $u = 1 \dots 5(7)$.

Якість роботи передачі пов'язана з похибками виготовлення зубчастих коліс та деталей, які визначають їх взаємне розташування (корпусу, вальниць, валів). Деформація деталей під навантаженням теж впливає на якість передачі.

Основні похибки при виготовленні зубчастих коліс:

- похибки кроку та форми профілю зубів, що викликають порушення кінематичної точності, плавності роботи (коливання та додаткові динамічні навантаження, удари, шум при роботі);

- похибки напрямку зубів відносно утворюючих ділильних поверхонь, що викликають нерівномірне розподілення навантаження по довжині зубу.

Точність виготовлення зубчастих коліс регламентується ДСТУ ISO54-2001, який передбачає 12 ступенів точності у порядку зменшення точності. Кожний ступінь точності характеризується трьома показниками:

- нормою кінематичної точності, яка регламентує найбільшу похибку передаточного відношення чи повну похибку кута повороту зубчастого колеса у межах одного обороту (у зачепленні з еталонним колесом);

- нормою плавності роботи, яка регламентує циклічні похибки передаточного відношення чи кута повороту зубчастого колеса у межах одного обороту, які багаторазово повторюються;

- нормою контакту зубів, яка регламентує похибки виготовлення зубів та складання передачі, що впливають на розміри плями контакту у зачепленні (розподілення навантаження по довжині зубів).

Ступінь точності обирають у залежності від призначення передачі. Для коліс приводних передач, звичайно, це 6, 7, 8(9) ступені точності.

Для того щоб виключити заклинювання передачі у зачепленні, повинен бути бічний зазор (рис. 2.24). Розмір зазору регламентується видом сполучення зубчастого колеса.

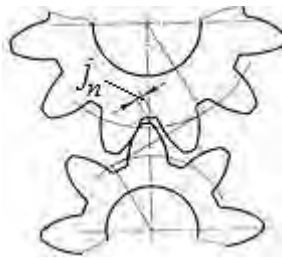


Рис. 2.24. Бічний зазор j_n у зубчастому зачепленні:
 j_n – бічний зазор

Існує 6 видів сполучень:

H – нульовий зазор;

E – малий зазор;

C, D – зменшений зазор;

B – нормальний зазор;

A – збільшений зазор.

Зазори H, E, C потребують підвищеної точності виготовлення. Вони застосовуються для реверсивних передач при високих вимогах до кінематичної точності, а також при наявності крутильних коливань валів.

Вирішальний вплив на працездатність зубів коліс у зубчастих передачах здійснюють контактні напруження на поверхні зубу σ_H та напруження згину зубу σ_F , які носять циклічний характер. Контактні напруження σ_H виникають у місці контакту зубів. Вони викликають викришування поверхонь зубів поблизу полюса зачеплення. Напруження згинання σ_F виникають у області ніжок і викликають втомлювальне руйнування зубів.

Заходи по запобіганню викришування зубів:

- визначення розмірів зубів із розрахунку на втомлюваність по контактних напруженнях σ_H ;
- підвищення твердості робочих поверхонь зубів шляхом термообробки;
- підвищення ступеня точності за нормою контакту зубів.

Заходи по запобіганню поломки зубів:

- визначення розмірів зубців із розрахунку на втомленість по напруженням згину σ_F ;
- збільшення модулю;
- позитивне зміщення зуборізного інструменту при виготовленні коліс;
- термообробка;
- наклеп.

Крім того поломка зубів може виникати, внаслідок перевантаження зубів (ударного чи статичного) або концентрації напружень. Для зменшення впливу вказаних чинників використовують:

- захист передач від перевантажень;
- збільшення жорсткості валів;
- використання зубів зі зрізаними кутами та бочкоподібних зубів.

Розглянемо сили, що виникають у зачепленні (рис. 2.25). Нормальна сила F_n спрямована по лінії зачеплення як загальної нормалі до поверхонь зубів.

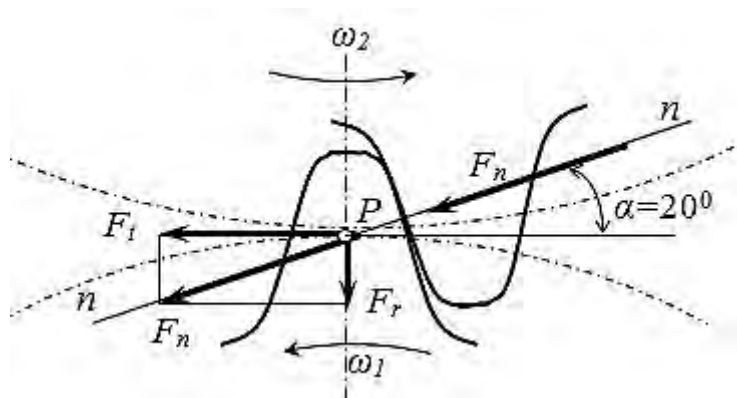


Рис. 2.25. Схема сил у зачепленні зубчастої передачі:
 α – кут зачеплення (у стандартних передачах $\alpha=20^\circ$)

При розрахунках зубчастих передач силу F_n переносять у полюс P і розкладають на складові (рис. 2.25): колову F_t та радіальну F_r сили, які визначаються:

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1}, \quad H \quad (2.45)$$

$$F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha, \quad H \quad (2.46)$$

$$F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha}. \quad H \quad (2.47)$$

Розрахунок міцності зубів по контактних напруженнях виконується на основі формули Герца-Беляєва:

$$\sigma_\kappa = \sqrt{\frac{E_{np} q_n}{2\pi(1-\mu^2)\rho_{np}}} \leq [\sigma]_H. \quad \text{МПа} \quad (2.48)$$

де E_{np} - приведений модуль пружності матеріалів шестерні і колеса:

$$E_{np} = 2 E_1 E_2 / (E_1 + E_2), \text{ МПа};$$

ρ_{np} - приведений радіус кривизни зубів, який визначається з формули:

$$1/\rho_{np} = 1/\rho_1 + 1/\rho_2, \text{ де } \rho_{1(2)} = 0,5d_{1(2)} \sin \alpha, \text{ м};$$

μ - коефіцієнт Пуассона;

$$q_n - \text{питоме нормальне навантаження } q_n = F_n/b; \text{ Н/м};$$

$[\sigma]_H$ - допустима контактна напруга з урахуванням фактичних умов роботи, МПа.

Якщо у формулу (2.48) підставити вирази нормальної сили через крутний момент та виразити усі геометричні розміри через міжосьову відстань a_w , отримуємо рівняння з одним невідомим a_w при заданих: крутному моменті, передаточному відношенні та допустимій контактній напрузі. Розв'язок цього рівняння є початковою формулою для розрахунку зубчастої передачі. Міжосьову відстань редуктора a_w визначають:

$$a_w = K_a (u + 1) \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_{H\beta}}{[\sigma]_H^2 \cdot u \cdot \psi_{ba}}}, \quad \text{мм} \quad (2.49)$$

де K_a - допоміжний коефіцієнт, для сталених прямозубих коліс: $K_a = 495$; для косозубих коліс $K_a = 430$;

Ψ_{ba} - коефіцієнт ширини вінця колеса, вибирається зі стандартного ряду: 0,1; 0,125; 0,16; 0,25; 0,315; 0,4; 0,5; 0,63; 0,8; 1,0; 1,25.

Для прямозубих коліс рекомендується $\Psi_{ba} \leq 0,25$, для косозубих – від 0,25 до 0,63.

u – передаточне відношення передачі;

T_1 - крутний момент на першому валу зубчастої передачі, Н·м;

$[\sigma]_H$ - допустима контактна напруга, МПа;

$K_{H\beta}$ - коефіцієнт нерівномірності навантаження.

За отриманою величиною a_w призначають модуль m зі стандартного ряду у межах $m_n = (0,01 \dots 0,02)a_w$. При цьому слід враховувати наступне.

1. Дрібномодульні колеса ($m \leq 1$) з великим числом зубців забезпечують плавність ходу передачі та її економічність.

Переваги дрібномодульних коліс:

- зменшуються втрати на тертя (зменшується ковзання);
- скорочується витрата матеріалу (зменшується d_a);
- заощаджується верстатний час нарізування зубців (зменшується обсяг матеріалу, що зрізується).

Недоліки:

- чутливість до перевантажень;
- чутливість до неоднорідності матеріалу.

2. Крупномодульні колеса з великим числом зубців довше протистоять зносу, можуть працювати тривалий час після початку викришування, менш чутливі до перевантажень і неоднорідності матеріалу.

За прийнятним значенням модуля визначають геометричні параметри передачі. Перевіряють умову контактної міцності для обраних розмірів зубчастої передачі. Потім виконується перевірочний розрахунок по допустимим напруженням згинання $[\sigma]_F$.

Для перевірки на згин потрібно визначити напруги у зубах коліс. Зуби мають складний напружений стан. Найбільш небезпечні напруження згину σ_F утворюються у основі зубу у зоні переходу евольвенти в галтель (рис. 2.26). Тут же спостерігається концентрація напружень.

При розрахунку на міцність по напруженнях згину приймаються такі припущення:

1. Усе навантаження в зачепленні передається однією парою зубів і прикладене до вершини зуба.

2. Зуби розглядаються як консольні балки, для яких справедливий метод перетинів. Фактично зуби подібні до виступів, у яких розміри поперечного

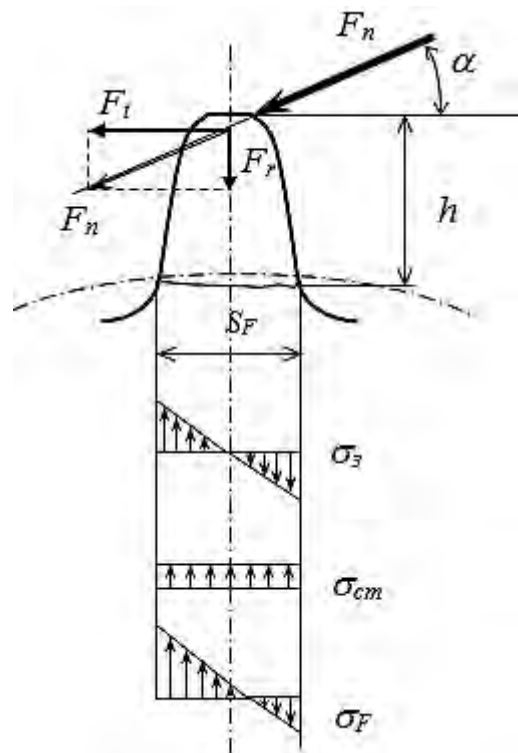


Рис. 2.26. Схема напруженого стану у зубах передачі.

перерізу порівнянні з розмірами висоти. Точний розрахунок напружень у таких елементах виконують методами теорії пружності. Результати точного розрахунку використовують для корегування наближеного розрахунку шляхом введення коефіцієнта концентрації напружень.

3. За розрахункове напруження приймається напруження на розтягнутому боці зубу σ_F .

Особливості розрахунку косозубих циліндричних передач. Косозубі циліндричні передачі нарізуються тим самим різальним інструментом, на тих самих верстатах, за тією самою технологією, що і прямозубі. При цьому заготовку повертають на кут β . Внаслідок зубці розташовуються не по утворюючій ділильного циліндра, а складають з нею кут β . Профіль косого зубу у нормальному перетині $n-n$ збігається з профілем прямого зубу. Модуль у цьому перетині повинний бути стандартним.

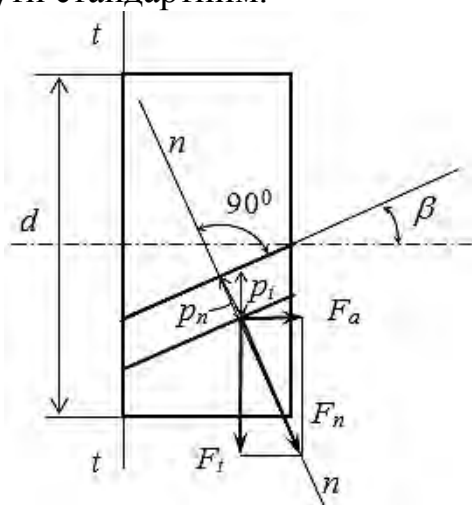


Рис. 2.27. Схема розміщення зубів косозубого колеса

У торцевому перетині $t-t$ параметри косого зуба змінюються в залежності від кута β (рис. 2.27):

– коловий крок

$$p_t = \frac{p_n}{\cos \beta}, \quad (2.50)$$

– коловий модуль

$$m_t = \frac{m_n}{\cos \beta}, \quad (2.53)$$

– ділительний діаметр

$$d = m_t z = \frac{m_n z}{\cos \beta}. \quad (2.54)$$

Міцність зубів визначають його розміри і форма в нормальному перетині. Форму косого зубця у нормальному перетині прийнято визначати через параметри еквівалентного прямозубого колеса.

Ділительний діаметр еквівалентного прямозубого колеса:

$$d_v = \frac{d}{\cos^2 \beta}. \quad (2.55)$$

Число зубів еквівалентного прямозубого колеса:

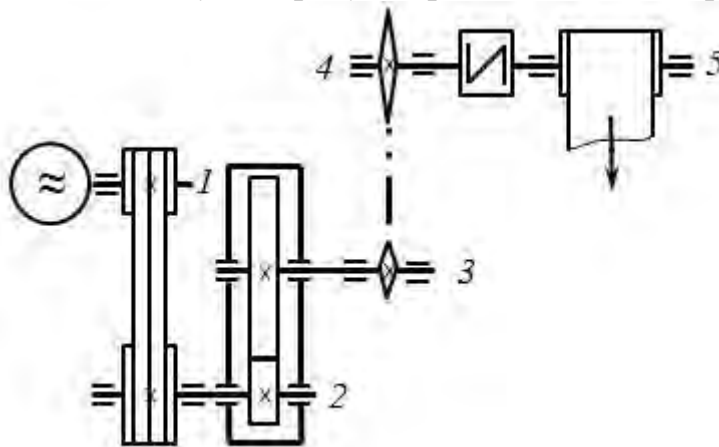
$$z_v = \frac{d_v}{m_n} = \frac{z}{\cos^3 \beta}. \quad (2.56)$$

Збільшення еквівалентних параметрів зі збільшенням кута β є однією з причин підвищеної міцності косозубих передач. Унаслідок нахилу зубів виходить ніби колесо збільшує розмір або при тому ж навантаженні зменшуються габарити передачі. Крім цього, косозубі зубчасті передачі забезпечують більш плавну роботу та менший шум, тому у сучасних передачах косозубі колеса одержали переважне поширення. При проектуванні опор валів слід враховувати наявність осьової сили F_a , яка виникає у зачепленні косозубої передачі (рис. 2.27):

$$F_a = F_t \operatorname{tg} \beta. \quad (2.57)$$

Приклади розрахунку

1. Розрахувати параметри на валах електромеханічного привода конвеєра, якщо частота обертання барабана конвеєра $n_k=66$ об./хв., потужність $P_k=2,1$ кВт. Привод складається з електродвигуна, клинопасової передачі, циліндричного косозубого редуктора, ланцюгової передачі та муфти.



1. Вибір електродвигуна

Визначаємо загальний ККД всього приводу:

$$\eta_{\text{заг}} = \eta_{1-2} \cdot \eta_{2-3} \cdot \eta_{3-4} \cdot \eta_{4-5}.$$

η_{1-2} – ККД передачі між валами 1 та 2, це ККД клинопасової передачі $\eta_{1-2}=0,96$ (додатк В1).

η_{2-3} - ККД передач між валами 2 та 3 (ККД зубчастої передачі 0,92, дві пари підшипників з ККД 0,99, два ущільнення з ККД 0,997, втрати на перемішування масла ККД 0,998):

$$\eta_{2-3} = 0,977 \cdot 0,99^2 \cdot 0,997^2 \cdot 0,998 = 0,943.$$

η_{3-4} - ККД передачі між валами 3 та 4 (ланцюгова відкрита передача) $\eta_{3-4} = 0,9$.

η_{4-5} - ККД передачі між валами 4 та 5 (муфта) $\eta_{4-5} = 0,98$.



Загальний ККД:

$$\eta_{\text{заг}} = 0,96 \cdot 0,943 \cdot 0,9 \cdot 0,98 = 0,798.$$

Потрібна потужність двигуна:

$$P_1 = \frac{P_{\kappa}}{\eta_{\text{заг}}} = \frac{2,1}{0,798} = 2,63 \text{ кВт}$$

Вибираємо електродвигун потужністю $P = 3 \text{ кВт} > 2,63 \text{ кВт}$ типу 4А100S4УЗ, $n = 1435 \text{ об/хв.}$ або $\omega = 150,2 \text{ рад/с}$ (додаток В2).

2. Кінематичний розрахунок привода.

Визначаємо загальне передаточне число приводу:

$$u_{\text{заг}} = \frac{n_1}{n_{\kappa}} = \frac{1435}{66} = 21,74.$$

Приймаємо передаточне відношення для клинопасової передачі (від 2 до 4) $u_1 = 2,0$.

Передаточне число закритої передачі (редуктора) вибирають зі стандартних рядів.

Значення стандартних передаточних чисел для зубчатих передач.

1-й ряд 1; 1,25; 1,6; 2,0; 2,5; 3,15; 4,0; 5,0; 6,3; 8,0; 10,0;

2-й ряд 1,12; 1,4; 1,8; 2,24; 2,8; 3,55; 4,5; 5,6; 7,1; 9,0; 11,2.

Приймаємо $u_2 = 4$.

Визначаю передаточне число ланцюгової передачі (для ланцюгових передач u від 2 до 4):

$$u_3 = \frac{u_1}{u_1 \cdot u_2} = \frac{21,74}{2 \cdot 4} = 2,72.$$

Перевіряємо загальне передаточне число:

$$u_{\text{заг}} = u_1 \cdot u_2 \cdot u_3 = 2 \cdot 4 \cdot 2,72 = 21,92.$$

Розбіжність від заданого 21,74 складає $0,8\% < 3\%$, у межах арифметичної похибки.

Визначаємо частоти обертання валів:

$$n_1 = 1435 \text{ об/хв.}; n_2 = \frac{n_1}{u_1} = \frac{1435}{2} = 717,5 \text{ об./хв.};$$

$$n_3 = \frac{n_2}{u_2} = \frac{717,5}{4} = 179,35 \text{ об./хв.}; n_4 = n_5 = \frac{n_3}{u_3} = \frac{179,375}{2,72} = 65,95 \text{ об./хв.}$$

Добре співпадає з вихідним значенням 66 об./хв. розбіжність складає $0,08\% < 3\%$, умова виконується.

Визначаємо потужності на усіх валах:

$$P_1 = P_{\text{ноч}} = 2,63 \text{ кВт}; P_2 = P_1 \cdot \eta_{1-2} = 2,63 \cdot 0,96 = 2,52 \text{ кВт};$$

$$P_3 = P_2 \cdot \eta_{2-3} = 2,52 \cdot 0,943 = 2,38 \text{ кВт}; P_4 = P_3 \cdot \eta_{3-4} = 2,38 \cdot 0,9 = 2,14 \text{ кВт};$$

$$P_5 = P_4 \cdot \eta_{4-5} = 2,14 \cdot 0,98 = 2,1 \text{ кВт}.$$

Визначаємо величини обертаючих моментів на кожному з валів:

$$T_1 = \frac{P_1}{\omega_1} = \frac{2,63 \cdot 10^3}{150,2} = 17,5 \text{ Нм};$$

$$T_2 = T_1 \cdot u_1 \cdot \eta_{1-2} = 17,5 \cdot 2 \cdot 0,96 = 33,6 \text{ Нм}$$

$$T_3 = T_2 \cdot u_2 \cdot \eta_{2-3} = 33,6 \cdot 4,0 \cdot 0,943 = 126,7 \text{ Нм.}$$

$$T_4 = T_3 \cdot u_3 \cdot \eta_{3-4} = 126,7 \cdot 2,72 \cdot 0,9 = 310,2 \text{ Нм.}$$

$$T_5 = T_4 \cdot u_4 \cdot \eta_{4-5} = 310,2 \cdot 1,0 \cdot 0,98 = 304,0 \text{ Нм.}$$

2. Розрахувати циліндричну косозубу зубчасту передачу, якщо вхідна потужність складає $P=4,0\text{кВт}$ при частоті обертання $n=1480\text{об./хв.}$, передаточне відношення $u=3,15$. У розрахунках прийняти: матеріал для шестерні - сталь 45, термічна обробка – покращення, твердість - НВ 230; для колеса - сталь 45, термічна обробка – покращення, твердість – НВ 200.

Уточнюємо вхідні параметри передачі:

- крутний момент на вході:

$$T_1 = \frac{30P}{\pi n} \cdot 10^3 = \frac{30 \cdot 4}{3,14 \cdot 1480} \cdot 10^3 = 25,8 \text{ Нм.}$$

1. Визначення допустимих напруг.

Границя контактної витривалості для косозубих передач при початковому числі циклів (додаток Г5), МПа:

$$\sigma_{H0} = 2HB + 70.$$

Для шестерні - $\sigma_{H0,1} = 2 \cdot 230 + 70 = 530 \text{ МПа.}$

Для колеса - $\sigma_{H0,2} = 2 \cdot 200 + 70 = 470 \text{ МПа.}$

Допустимі контактні напруги:

$$[\sigma]_H = \frac{\sigma_{H0} \cdot K_{HL}}{[S_H]},$$

де, K_{HL} - коефіцієнт довговічності; при числі циклів навантаження більше початкового, що має місце при довготривалій передачі (приймають $K_{HL}=1$);

$[S_H]$ - коефіцієнт безпечності $[S_H]=1,1$.

Для шестерні - $[\sigma]_{H,1} = \frac{530 \cdot 1}{1,1} = 481,8 \text{ МПа.}$

Для колеса - $[\sigma]_{H,2} = \frac{470 \cdot 1}{1,1} = 427,3 \text{ МПа.}$

Для косозубих коліс розрахункова допустима контактна напруга:

$$[\sigma]_H = 0,45 \cdot ([\sigma]_{H,1} + [\sigma]_{H,2}) = 0,45 \cdot (481,8 + 427,3) = 409 \text{ МПа.}$$

Границя витривалості на згин для прямозубих та косозубих передач при початковому числі циклів (додаток Г6), МПа:

$$\sigma_{F0} = 1,8HB.$$

Для шестерні - $\sigma_{F0,1} = 1,8 \cdot 230 = 414 \text{ МПа.}$

Для колеса - $\sigma_{F0,2} = 1,8 \cdot 200 = 360 \text{ МПа.}$

Допустима напруга для зубів шестерні і колеса на згин:

$$[\sigma]_F = \frac{\sigma_{F0}}{[S_F]}$$

$[S_F]$ - коефіцієнт безпечності $[S_F]=1,8$ (для нормалізованих і поліпшених коліс).

Для шестерні - $[\sigma]_{F,1} = \frac{414}{1,8} = 230 \text{ МПа.}$

Для колеса - $[\sigma]_{F,2} = \frac{360}{1,8} = 200 \text{ МПа}$.

2. Призначення модуля зубчастих коліс.

Визначаємо міжосьову відстань передачі a_w (мм):

$$a_w = K_a (u + 1) \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_{H\beta}}{[\sigma]_H^2 \cdot u \cdot \psi_{ba}}}$$

де K_a – допоміжний коефіцієнт для косозубих коліс $K_a = 430$ (додаток Г7);

u – передаточне відношення передачі;

T_1 – крутний момент на вході зубчатої передачі, Н·м;

$[\sigma]_H$ – допустима контактна напруга, МПа;

$K_{H\beta}$ – коефіцієнт нерівномірності навантаження вибираємо з таблиці (додаток Г8) $K_{H\beta} = 1,1$.

ψ_{ba} – коефіцієнт ширини вінця колеса за міжосьовою відстанню:

$$\psi_{ba} = \frac{2\psi_{bd}}{u + 1}$$

де ψ_{bd} – коефіцієнт ширини вінця колеса за ділительним діаметром, для наших умов приймаємо $\psi_{bd} = 0,8$ (додаток Г9):

тоді
$$\psi_{ba} = \frac{2 \cdot 0,8}{4 + 1} = 0,32$$
,

вибирається зі стандартного ряду $\psi_{ba} = 0,315$ (додаток Г10).

$$a_w = 430 \cdot (3,15 + 1) \sqrt[3]{\frac{25,8 \cdot 1,04}{409^2 \cdot 3,15 \cdot 0,315}} = 97,2 \text{ мм}.$$

Приймаємо відповідно до стандартного ряду міжосьових відстаней $a_w = 100 \text{ мм}$ (додаток Г11).

Призначаємо значення модуля m_n (мм):

$$m_n = (0,01 \dots 0,02) a_w$$

$$m_n = 1 \dots 2 \text{ мм}$$

Приймаємо зі стандартного ряду $m_n = 1,25 \text{ мм}$ (додаток Г12).

Кількість зубів шестерні та зубчатого колеса (для косозубих коліс):

$$z_\Sigma = \frac{2a_w}{m_n} \cdot \cos \beta = \frac{2 \cdot 100}{1,25} \cdot \cos 10^\circ = 157,6 \approx 158$$

де β – кут нахилу зубів відносно осі, орієнтовано він приймається 10° .
Уточнюємо кут нахилу β :

$$\beta = \arccos \frac{z_\Sigma m_n}{2a_w} = \arccos \frac{158 \cdot 1,25}{2 \cdot 100} = 9,07^\circ$$

Кількість зубів шестерні:

$$z_1 = \frac{z_\Sigma}{u + 1} = \frac{158}{3,15 + 1} = 38,1 \approx 38,0 > 17$$

$$z_2 = z_\Sigma - z_1 = 158 - 38 = 120$$

Визначаємо фактичне передаточне відношення:

$$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{120}{38} = 3,158.$$

Відхилення від стандартного значення $u=3,15$ складає:

$$\Delta u = (3,1583,15)/3,15 = 0,003 \text{ або } 0,3\% < 2,5\%, \text{ що допустимо.}$$

3. Основні геометричні параметри передачі:

- ділильні діаметри:

$$d_1 = \frac{z_1 \cdot m_n}{\cos \beta} = \frac{38 \cdot 1,25}{\cos 9,07^\circ} = 48,1 \text{ мм},$$

$$d_2 = \frac{z_2 \cdot m_n}{\cos \beta} = \frac{120 \cdot 1,25}{\cos 9,07^\circ} = 151,9 \text{ мм};$$

- міжосьова відстань:

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{48,1 + 151,9}{2} = 100,0 \text{ мм};$$

- діаметри вершин зубів:

$$d_{a1} = d_1 + 2m_n = 48,1 + 2 \cdot 1,25 = 50,6 \text{ мм},$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m_n = 151,9 + 2 \cdot 1,25 = 154,4 \text{ мм};$$

- діаметри кіл западин:

$$d_{f1} = d_1 - 2,5m_n = 48,1 - 2,5 \cdot 1,25 = 44,97 \text{ мм},$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,5m_n = 151,9 - 2,5 \cdot 1,25 = 148,77 \text{ мм};$$

- ширина вінця колеса:

$$b_2 = \Psi_{ba} \cdot a_w = 0,315 \cdot 100 = 31,5 \text{ мм},$$

за рядом лінійних розмірів приймаємо $b_2 = 32 \text{ мм}$ (додаток Г13);

- ширина вінця шестерні:

$$b_1 = b_2 + (2 \dots 5) = 34 \dots 37 \text{ мм},$$

за рядом лінійних розмірів приймаємо $b_1 = 36 \text{ мм}$ (додаток Г13).

Уточнюємо коефіцієнт ширини шестерні по діаметру:

$$\psi_{bd} = \frac{b_1}{d_1} = \frac{36}{48,1} = 0,75$$

4. Перевірка міцності на дію контактних напруг.

Колова швидкість коліс і ступінь точності передачі:

$$v = \frac{\pi n_1 d_1}{60} \cdot 10^{-3} = \frac{3,14 \cdot 1480 \cdot 48,1}{60} \cdot 10^{-3} = 3,73 \text{ м/с}.$$

Для такої швидкості ступень точності передачі 9-а (додаток Г14).

Визначаємо колову силу,

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1} \cdot 10^3 = \frac{2 \cdot 25,8}{48,1} \cdot 10^3 = 1072,8 \text{ Н}$$

Визначаємо розрахункове контактне напруження та порівнюємо його з допустимим для матеріалу колеса:

$$\sigma_H = 376 \sqrt{\frac{F_t}{b_2 d_1} \cdot \frac{u+1}{u} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV}} < [\sigma]_H,$$

де F_t – колова сила, Н;

b_2, d_1 – відповідно ширина зубчастого вінця колеса та дільний діаметр шестерні, мм

$K_{H\alpha}$ коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження між зубцями; при $V \leq 15$ м/с для 9 ступені точності $K_{H\alpha} = 1,16$ (додаток Г15)

K_{HV} коефіцієнт динамічного навантаження; $K_{HV} = 1$ – при будь-якій твердості зубців і $V \leq 10$ м/с (додаток Г16);

$K_{H\beta}$ коефіцієнт нерівномірності навантаження, при $\Psi_{bd} = 0,75$ для наших умов $K_{H\beta} = 1,04$ (додаток Н).

$$\sigma_H = 376 \sqrt{\frac{1072,8}{32 \cdot 48,1} \cdot \frac{3,15 + 1}{3,15} \cdot 1,1 \cdot 1,04 \cdot 1,0} = 385,4 \text{ МПа} < [\sigma]_H = 409 \text{ МПа}.$$

Бачимо, що умова виконується.

5. Перевіряємо міцність зубів на згин.

Для косозубих коліс коефіцієнти форми зуба Y_{F1} і Y_{F2} знаходимо за еквівалентним числом зубів z_{V1} і z_{V2} :

$$z_{V1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{38}{\cos^3 9,07^\circ} = 39,5 \approx 40 \text{ тоді } Y_{F1} = 3,7 \text{ (додаток Г17)}.$$

$$z_{V2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{120}{\cos^3 9,07^\circ} = 124,6 \approx 125 \text{ тоді } Y_{F2} = 3,6 \text{ (додаток Г17)}.$$

Коефіцієнти Y_{F1} і Y_{F2} визначаються за додатком Г17 (інтерполюванням).

Порівнюємо відношення $[\sigma]_F / Y_F$:

- для шестерні: $[\sigma]_{F1} / Y_{F1} = 230 / 3,7 = 62,2$ МПа,

- для колеса: $[\sigma]_{F2} / Y_{F2} = 200 / 3,6 = 55,5$ МПа.

Бачимо, що відношення менше для колеса, тому розрахунок потрібно вести для його зубів.

Визначаємо розрахункове напруження згину та порівнюємо його з допустимим для матеріалу колеса:

$$\sigma_{F2} = 0,9 Y_{F2} \frac{F_t}{b_2 m_n} K_{F\beta} K_{FV} < [\sigma]_{F2},$$

де Y_{F2} коефіцієнти форми зуба для колеса;

$K_{F\beta}$ коефіцієнт нерівномірності навантаження, при $\Psi_{bd} = 0,75$ для наших умов $K_{F\beta} = 1,07$ (додаток Г18);

K_{FV} коефіцієнт динамічного навантаження $K_{FV} = 1,2$ при твердості менше $HB350$; $K_{FV} = 1,1$ при твердості більше $HB 350$ (додаток Г19).

$$\sigma_{F2} = 0,9 \cdot 3,6 \frac{1072,8}{32 \cdot 1,25} \cdot 1,07 \cdot 1,2 = 111,6 \text{ МПа} < [\sigma]_{F2} = 200 \text{ МПа},$$

умова виконується.

6. Визначаємо сили, що діють в зачепленні:

- колова сили $F_t = 1072,8$ Н;

- радіальна $F_r = F_t \frac{\text{tg} \alpha}{\cos \beta} = 1072,8 \cdot \frac{\text{tg} 20^\circ}{\cos 9,07^\circ} = 395,4$ Н ;

- осьова $F_a = F_t \text{tg} \beta = 1072,8 \cdot \text{tg} 9,07^\circ = 171,3$ Н

Питання для самоконтролю

1. Вкажіть види зубчастих передач.
2. Назвіть геометричні характеристики зубчастого колеса.
3. Що таке «модуль» зубчастого колеса?
4. Як визначається передаточне відношення у зубчастій передачі?
5. Які сили виникають у зоні контакту зубів?
6. Чим відрізняються при роботі косозубі зубчасті передачі від прямозубих?
7. Поясніть методика проектного розрахунку зубчастій передачі.
8. Розрахувати циліндричну косозубу зубчасту передачу, якщо вхідна потужність складає $P=3,0\text{кВт}$ при частоті обертання $n=1420\text{об./хв.}$, передаточне відношення $u=4,0$. У розрахунках прийняти матеріал для шестерні - сталь 45, термічна обробка – покращення, твердість - НВ 230. При виборі матеріалу колеса використати додаток Г2, твердість зубів колеса за умов кращого припрацювання приймають на 30НВ менше, ніж для шестерні.

2.5. Черв'ячні передачі

Черв'ячна передача є зубчато-гвинтовою. Вона складається з черв'ячного (косозубого) колеса з зубами спеціальної форми і черв'яка - гвинта з трапецеїдальною різьбою. Черв'як, як і звичайний гвинт, може бути одно- і багатозахідний. Така передача застосовується для передавання обертання між валами, геометричні осі яких перехрещуються (рис. 2.28).

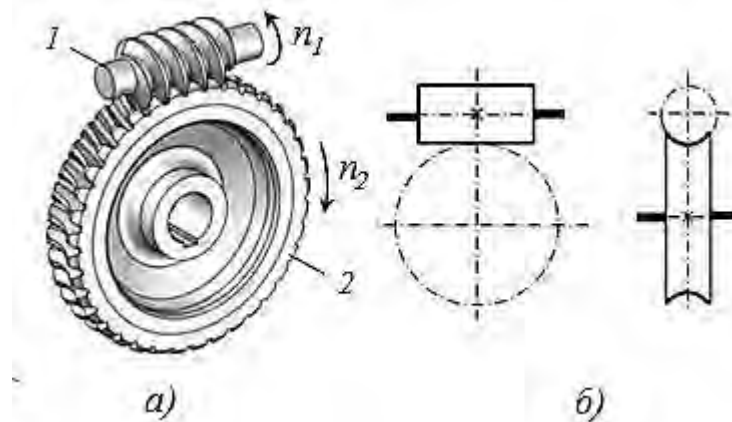


Рис. 2.28. Загальний вигляд(а) та умовне позначення на кінематичних схемах(б) черв'ячної передачі: 1- черв'як; 2 – черв'ячне колесо

До переваг черв'ячних передач відносять:

- велике передаточне відношення ($u = 10 \dots 80$ у силових передачах, до 300 у кінематичних передачах);
- плавність та безшумність роботи;
- висока кінематична точність;
- самогальмування.

Недоліки черв'ячних передач :

- низький ККД;
- знос, заїдання;

- використання дорогих матеріалів;
- вимога високої точності складання.

Для забезпечення зачеплення осьовий крок черв'яка має дорівнювати коловому крокові черв'ячного колеса. Як у звичайної зубчастої передачі, коловий (осьовий для черв'яка) крок виражають через модуль зачеплення m :

$$m = \frac{P_x}{\pi}, \quad (2.58)$$

де P_x – осьовий крок витків черв'яка.

Ділильний діаметр черв'яка зв'язаний з модулем через коефіцієнт діаметра черв'яка $q = d_1/m$. Тоді ділильний діаметр черв'яка розраховується:

$$d_1 = m \cdot q. \quad (2.59)$$

Значення m і q стандартизовані. Найбільше часто зустрічаються значення:

$m = 2; 2,5; 3,15; 4; 5; 6,3; 8; 10; 12,5$ мм;

$q = 8; 10^*; 12,5^{**}; 16; 20$.

* За винятком $m=2$; ** За винятком $m = 2,5$.

Потрібно враховувати, що зі збільшенням m зменшується кут підйому витка черв'яка γ і відповідно знижується ККД, а зменшення q знижує міцність черв'яка на згин. Для того щоб виключити занадто тонкі черв'яки, стандарт передбачає збільшення q зі зменшенням m . Коефіцієнт q повинен бути не менше $0,25z_2$ (z_2 – кількість зубів зубчастого колеса).

Кут профілю стандартних черв'яків складає $\alpha=20^\circ$ (рис. 2.29). Кут підйому лінії витка черв'яка рівний куту нахилу зубів колеса γ залежить від кількості заходів черв'яка та коефіцієнта діаметра:

$$\gamma = \arctg \frac{z_1}{q}. \quad (2.60)$$

Основні геометричні параметри черв'ячного колеса задаються у середньому перерізі (рис. 2.29).

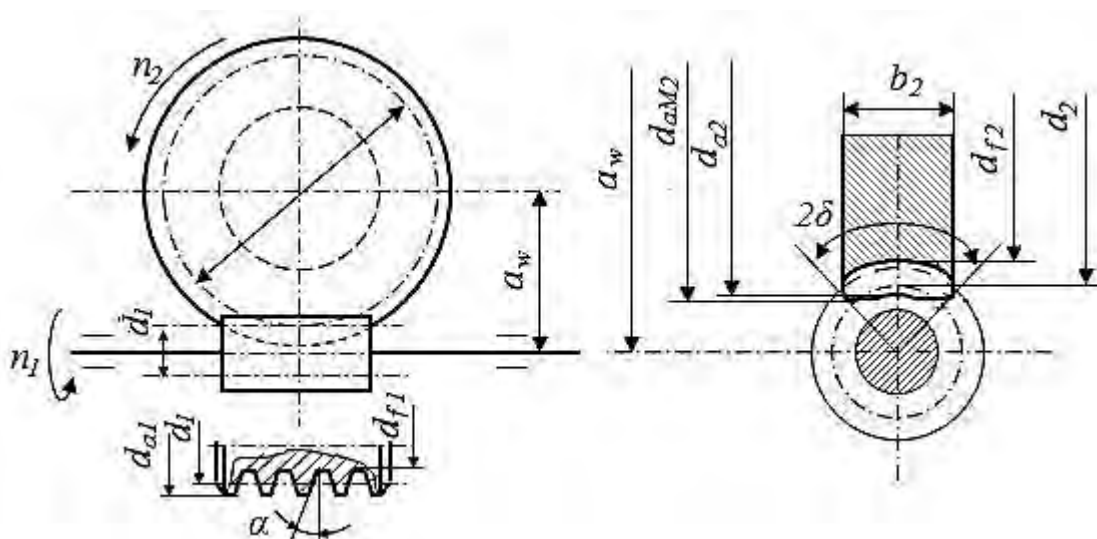


Рис. 2.29. Геометричні параметри черв'ячної передачі

Ділильний діаметр черв'ячного колеса без зміщення визначається:

$$d_2 = m \cdot z_2. \quad (2.61)$$

Формули для розрахунку основних розмірів деталей черв'ячної передачі наведені у таблиці 2.5.

Таблиця 2.5

Розміри черв'ячної передачі

Параметр	Черв'як	Зубчасте колесо (без зміщення)
Ділильні діаметри	$d_1 = q \cdot m$	$d_2 = z_2 \cdot m$
Діаметри вершин зубів	$d_{a1} = m \cdot (q + 2)$	$d_{a2} = m \cdot (z_2 + 2)$
Діаметри западин	$d_{f1} = m \cdot (q - 2,4)$	$d_{f2} = m \cdot (z_2 - 2,4)$
Довжина нарізної частини черв'яка / ширина зубчастого вінця	$b_1 = m \cdot (c_1 + c_2 \cdot z_2)$ де $c_1 = 11, c_2 = 0,06$ для $z_1 = 1$ і 2 ; $c_1 = 12, c_2 = 0,09$ для $z_1 = 3$ і 4	$b_2 \leq 0,75 \cdot d_{a2}$; для $z_1 = 1$ і 2 ; $b_2 \leq 0,67 \cdot d_{a2}$; для $z_1 = 3$ і 4
Міжосьова відстань	$a_w = m \cdot (q + z_2) / 2$	
Максимальний зовнішній діаметр	-	$d_{aM2} \leq d_{a2} + 2 \cdot m$ при $z_1 = 1$; $d_{aM2} \leq d_{a2} + 1,5 \cdot m$ при $z_1 = 2$; $d_{aM2} \leq d_{a2} + m$ при $z_1 = 4$.

Обертання черв'яка і черв'ячного колеса відбувається у двох взаємно перпендикулярних площинах. При русі витки черв'яка ковзають по зубах колеса, як у гвинтовій парі. Тому швидкості точок контакту витків черв'яка та зубів черв'ячного колеса неоднакові за модулем та напрямом (рис. 2.30).

Швидкість ковзання v_s напрямлена по дотичній до гвинтової лінії черв'яка. Колова швидкість точки контакту A витка черв'яка:

$$v_1 = \omega_1 d_1 / 2. \quad (2.62)$$

Колова швидкість точки контакту A зуба колеса (на рис. 2.30 заштрихований):

$$v_2 = \omega_2 d_2 / 2. \quad (2.63)$$

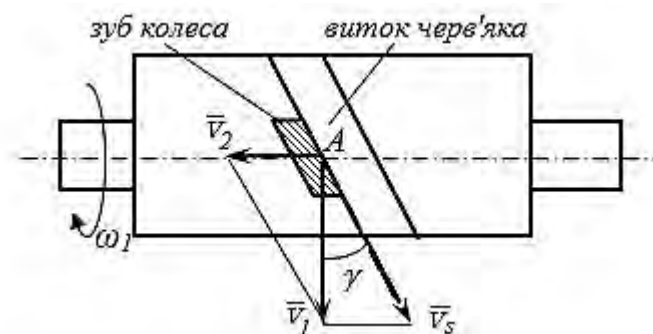


Рис. 2.30. Схема швидкостей у зубчастому зачепленні черв'ячної передачі

Швидкість ковзання витків черв'яка по зубах колеса напрямлена вздовж дотичної до витка черв'яка. Вона є відносною швидкістю і може бути визначена за формулами:

$$V_s = \sqrt{V_1^2 + V_2^2} \text{ або } V_s = V_1 / \cos \gamma \quad (2.64)$$

Зі схеми бачимо, що $V_2/V_1 = \operatorname{tg} \gamma$, або з урахуванням (2.59):

$$V_2/V_1 = z_1/q. \quad (2.65)$$

Передаточне число черв'ячної передачі визначається:

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{V_1 / 0,5d_1}{V_2 / 0,5d_2} = \frac{V_1 \cdot d_2}{V_2 \cdot d_1} = \frac{V_1 \cdot m \cdot z_2}{V_2 \cdot m \cdot q} = \frac{V_1 \cdot z_2}{V_2 \cdot q}, \quad (2.66)$$

після підставлення виразу V_1/V_2 з формули (2.65), отримуємо :

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1}. \quad (2.67)$$

Таким чином, передаточне відношення черв'ячної передачі виражається через відношення числа зубів колеса z_2 до числа заходів різьби черв'яка z_1 . Дійсно, якщо повернути однозахідний черв'як на один оборот, то пов'язане з ним черв'ячне колесо повернеться на кут, відповідний одному кроку; при двохзахідному черв'яку поворот буде дорівнювати куту, відповідному двом крокам, і т. п.

Черв'яки розрізняють:

- за формою утворюючої:
- циліндричні;
- глобоїдні;
- за формою профілю різьби:
 - прямолінійний (трапецеїдальний, Архімедов – найбільш поширений, при $HV \leq 350$, не шліфований, виконуються на звичайних верстатах);
 - криволінійний (евольвентний – $HRC > 45$, шліфований, на спеціальних верстатах).

Черв'яки здебільшого виготовляють із якісних вуглецевих сталей (45, 50, 40Г2).

Черв'ячне колесо нарізують спеціальними черв'ячними фрезами. Для нарізування коліс із зсувом та без зсуву на практиці використовують один і той самий інструмент. Черв'як завжди нарізують без зміщення.

Зміщення інструмента при нарізанні колеса виконують з метою заокруглення дробових значень міжосьових відстаней до розмірів з ряду $Ra40$, а також вписування в задану чи стандартну міжосьову відстань.

При заданій міжосьовій відстані коефіцієнт зсуву дорівнює:

$$x = \frac{a_w}{m} - 0,5(q + z_2). \quad (2.68)$$

У черв'ячного колеса із зсувом:

$$d_{a_2} = (z_2 + 2 + 2x)m, \quad (2.69)$$

$$d_{f_2} = (z_2 - 2,4 + 2x)m. \quad (2.70)$$

$$a_w = 0,5(q + z_2 + 2x)m. \quad (2.71)$$

За умови не підрізування та не загострення зубів значення x на практиці допускають у межах x від $-0,7$ до $+0,7$ (іноді ± 1).

Точність виготовлення регламентується 12 ступенями точності:

– 3, 4, 5, 6 – високоточні кінематичні;

– 5, 6, 7, 8, 9 – силові.

Особливе значення приділяють нормам точності при монтажу тому, що черв'ячні передачі більш чутливі до зміни a_w .

Ковзання – причина зниженого ККД, підвищеного зносу та заїдання у передачі. ККД зачеплення при ведучому черв'яку визначається:

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi)}, \quad (2.72)$$

де φ – кут тертя.

ККД підвищується при збільшенні γ або числа заходів черв'яка (див. формулу 2.59), так для одно західних черв'яків $\eta = 0,7-0,75$, а для двох західних $\eta = 0,8 - 0,85$.

З іншого боку:

$$\operatorname{tg}(\gamma + \varphi) = \frac{\operatorname{tg} \gamma + \operatorname{tg} \varphi}{1 - \operatorname{tg} \gamma \cdot \operatorname{tg} \varphi}; \quad \operatorname{tg} \varphi = f \rightarrow \operatorname{tg}(\gamma + \varphi) = \frac{\operatorname{tg} \gamma + f}{1 - \operatorname{tg} \gamma \cdot f}, \quad (2.73)$$

де f – коефіцієнт тертя.

Коефіцієнт тертя f негативно впливає на ККД. Його значення залежить від шорсткості поверхонь тертя і якості масла. Відомо, що f знижується зі збільшенням швидкості ковзання. Для зменшення тертя та покращення відводу тепла від зон контакту вінець черв'ячного колеса виготовляють з бронзи.

ККД зачеплення при ведучому черв'ячному колесі визначається:

$$\eta = \frac{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi)}{\operatorname{tg} \gamma}, \quad (2.74)$$

При $\gamma \leq \varphi$ передача руху від колеса до черв'яка стає неможливою, оскільки $\eta \leq 0$. Відбувається самогальмування передачі.

Умова самогальмування передачі:

$$\gamma \leq \varphi. \quad (2.75)$$

Таким чином, при виконанні умови (2.75) черв'ячна передача передає обертання та потужність тільки у напрямку від черв'яка до черв'ячного колеса.

Схема сили у зачепленні черв'ячної передачі показана на рисунку 2.31.

Колова сила черв'яка (осьова на колесі): $F_{t1} = F_{a2} = \frac{2T_1}{d_1} \quad (2.76)$

Колова сила колеса (осьова на черв'яку): $F_{t2} = F_{a1} = \frac{2T_2}{d_2} \quad (2.77)$

Радіальна сила: $F_r = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha \quad (2.78)$

Нормальна сила: $F_n = \frac{F_{t2}}{\cos \alpha \cdot \cos \gamma} \quad (2.79)$

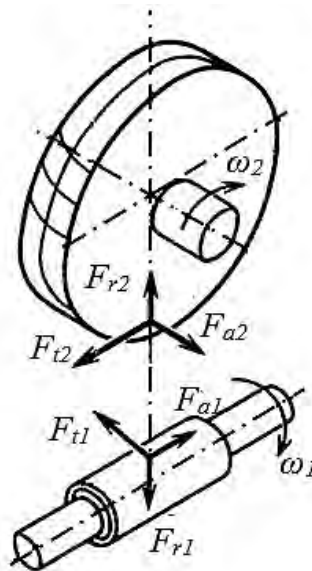


Рис. 2.31. Схема сил, що діють у черв'ячному зачепленні

Слід відмітити, що на черв'яку та колесі виникають значні осьові зусилля F_{a1} та F_{a2} . Останні необхідно враховувати при конструюванні опор валів черв'яка та черв'ячного колеса.

Основою розрахунку зубчастого зачеплення є умова забезпечення допустимих контактних напруг на зубах черв'ячного колеса. Стійкість проти втомного викривування та проти заїдання активних поверхонь зубів черв'ячного колеса забезпечується при виконанні загальної умови по формулі Герца:

$$\sigma_n = \sqrt{\frac{W_n E_{np}}{\rho_{np}}} \leq [\sigma]_H, \quad (2.80)$$

де W_n – питома розрахункова колова сила, що визначається за формулою:

$$W_n = \frac{F_n K}{\ell_\Sigma}, \quad (2.81)$$

K – коефіцієнт навантаження, що враховує режим роботи (при постійному навантаженні передачі $K = 1$);

ℓ_Σ – сумарна довжина контакту меж зубами у передачі.

Допустимі контактні напруги $[\sigma]_H$ залежать від здатності матеріалу зубів вінця до опору контактної втомлюваності матеріалу, а також від швидкості ковзання.

Після перетворень (2.80) отримуються розрахункова залежність:

$$\sigma_n = \frac{5400(q + 2x)}{z_2} \sqrt{\left[\frac{z_2 + q + 2x}{(q + 2x)a_w} \right]^3} KT_2 \leq [\sigma]_H. \quad \text{МПа} \quad (2.82)$$

При проведенні проектного розрахунку з формули (2.82) визначають міжосьову відстань (попередньо приймають $x=0$):

$$a_w = \left(\frac{z_2}{q} + 1 \right) \sqrt[3]{\left(\frac{5400q}{z_2 [\sigma]_H} \right)^2} KT_2. \quad \text{мм} \quad (2.83)$$

Так як, на першому етапі розрахунку q та z_2 невідомі, то в першому наближенні приймають $q=0,25 z_2$, тоді (2.83) спрощується:

$$a_w \approx 610_3 \sqrt{\frac{KT_2}{[\sigma_H]^2}} \quad \text{мм} \quad (2.84)$$

За отриманою міжосьовою відстанню призначають стандартне значення модуля у межах $m=(1,4 \dots 1,7) \cdot a_w/z_2$. Визначають розміри елементів передачі та перевіряють співвідношення (2.82). При необхідності збільшують модуль.

Завершується розрахунок перевіркою міцності зубів вінця на згин:

$$\sigma_F = \frac{F_{t2} K \cos \gamma Y_F}{1,3m^2 (q + 2x)} \leq [\sigma]_F \quad \text{МПа} \quad (2.85)$$

Для черв'ячних передач додатково виконують тепловий розрахунок. Якщо відвід теплоти недостатній, передача перегрівається та виходить з ладу. Кількість теплоти, що виділяється у передачі за секунду (теплова потужність):

$$Q = N_1(1 - \eta), \quad \text{Вт} \quad (2.86)$$

де N_1 – потужність на входному валу, Вт;

η – ККД передачі.

Кількість теплоти, що віддається навколишньому повітрю через стінки корпусу за секунду (потужність тепловіддачі):

$$Q_1 = k(t_1 - t_0)A, \quad \text{Вт} \quad (2.87)$$

де A – площа поверхні охолодження, м² (тільки та частина поверхні корпусу редуктора, яка з середини омивається маслом чи його бризками, а зовні – вільно циркулюючим повітрям; якщо корпус має ребра, враховують тільки 50% площі їх поверхні);

t_1 – температура масла у редукторі, °С (допустиме значення залежить від сорту масла, його здатності зберігати мастильні властивості при підвищенні температури);

t_0 – температура навколишнього середовища, °С;

k – коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м²·°С) ($k \approx 8..10$ Вт/(м²·°С) – без вентиляції, $k \approx 14..17$ Вт/(м²·°С) – з інтенсивною вентиляцією).

Умова достатнього охолодження:

$$Q \leq Q_1 \quad (2.88)$$

Для інтенсифікації охолодження використовують наступні способи:

1. Обдув корпусу за допомогою вентилятора (k збільшується до 20...28 Вт/(м²·°С)).

2. Створення у корпусі водяних порожнин чи встановлення змішувиків з проточною водою (k збільшується до 90...200 Вт/(м²·°С) при швидкості води до 1м/с).

3. Застосування циркуляційних систем змащування зі спеціальними радіаторами для охолодження масла.

У перших двох випадках, а також при природному охолодженні, змащування передачі здійснюється шляхом часткового занурення колеса або черв'яка у мастильну ванну. Для запобігання великих втрат на розбризкування та змішування масла, а також щоб масло не спінювалось, глибина занурення

коліс не повинна перевищувати висоти зуба коліс для швидкохідних передач або витка черв'яка, а для тихохідних передач - занурення коліс на $1/3$ радіуса.

Питання для самоконтролю

1. У чому полягають переваги і недоліки черв'ячних передач.
2. Охарактеризуйте параметри за якими визначають геометричні розміри черв'ячної передачі
3. Як співвідносяться сили, що діють на черв'як і черв'ячне колесо?
4. Поясніть вплив на ККД передачі числа заходів черв'яка.
5. Чому у черв'ячних передачах може виникати самогальмування?
6. Які матеріали використовують для виготовлення черв'яка і черв'ячного колеса? Які фактори впливають на вибір матеріалів?
7. Поясніть методику проєктного розрахунку черв'ячної передачі.

2.6. Редуктори

Редуктор – це окремий агрегат, у закритому корпусі якого змонтовані передачі зачепленням, призначений для зміни параметрів обертового руху – зменшення кутової швидкості і відповідно збільшення обертового моменту. Редуктор із ступінчастою зміною передатного відношення називається коробкою передач, з без ступінчатою – варіатор.

У відповідності з ДСТУ 2280-93 «Редуктори зубчасті. Загальні технічні умови» до редукторів загальномашинобудівного призначення відносяться:

- циліндричні одно-, дво- і триступінчасті;
- циліндричні планетарні одно- і двоступінчасті;
- конічні одноступінчасті;
- конічно-циліндричні дво- і триступінчасті;
- черв'ячні і глобоїдні одно- і двоступінчасті;
- черв'ячно-циліндричні двоступінчасті.

Робочі характеристики редукторів кожного типу визначаються такими основними параметрами:

- передаточним відношенням (частотою обертання вихідного вала) – кінематичною характеристикою редуктора;
- обертовим моментом та допустимим консольним навантаженням на вихідному валу – силовою характеристикою редуктора;
- коефіцієнтом корисної дії (ККД).

При невеликих загальних передаточних відношеннях застосовують одноступінчасті циліндричні редуктори (рис. 2.32,а) з рекомендованими передаточними числами до 6,3 (граничними до 10).

За необхідності взаємної перпендикулярності вхідного і вихідного валів і невеликому передаточному відношенні застосовують одноступінчасті конічні редуктори з передаточними числами до 5 (6,3).

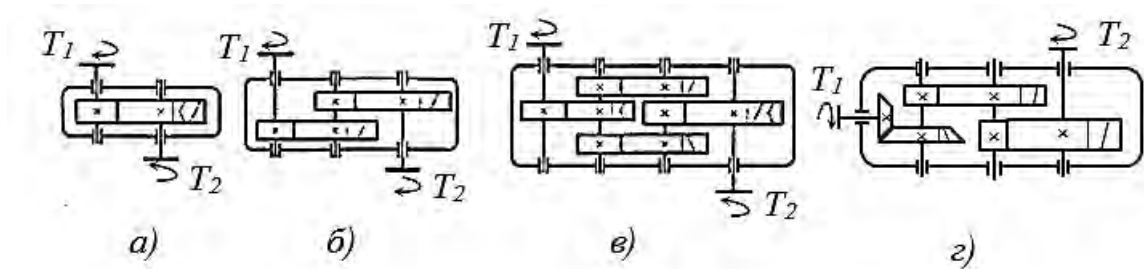


Рис. 2.32. Схеми циліндричного (а,б,в) та комбінованого конічно-циліндричного (г) редукторів.

Для багатоступневих редукторів загальне передаточне відношення визначається:

$$u = u_1 \cdot u_2 \cdot u_3 \dots, \tag{2.89}$$

де u_1, u_2, u_3 – передаточні відношення відповідно першої другої та подальших передач.

Слід пам'ятати, що передаточні відношення зубчастих передач стандартизовані. Загальний ККД редуктора визначається:

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \dots \cdot \eta_n \cdot \eta_{уц} \cdot \eta_m, \tag{2.90}$$

де $\eta_1, \eta_2, \eta_3, \dots$ – ККД першої другої та подальших передач;

η_n – ККД опор валів;

$\eta_{уц}$ – ККД ущільнень;

η_m – ККД опору розбризування масла.

На рисунку 2.33 показані загальний вигляд та креслення одноступінчастого циліндричного редуктора.

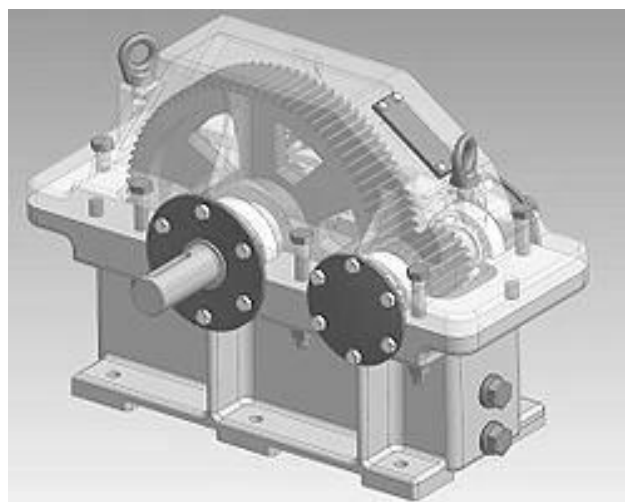
Деталі редуктора монтуються у чавунному корпусі, що складається з основи 2 і кришки б. Корпус служить для розміщення і закріплення деталей редуктора, сприйняття виникаючих при роботі зусиль, змащення і захисту деталей від забруднення. Корпусні деталі з метою збільшення міцності, а також збільшення поверхні охолодження, якщо це потрібно, забезпечуються ребрами.

Поверхні корпуса і кришки, що дотикаються, піддаються чистовій обробці. Їх гарне прилягання забезпечує герметичність стику. Точна взаємна установка корпуса і кришки забезпечується фіксуєчими штифтами. Корпус і кришка стягаються при складанні болтами 2 з гайками і шайбами. При розбиранні відокремлюються одне від одного за допомогою віджимних гвинтів.

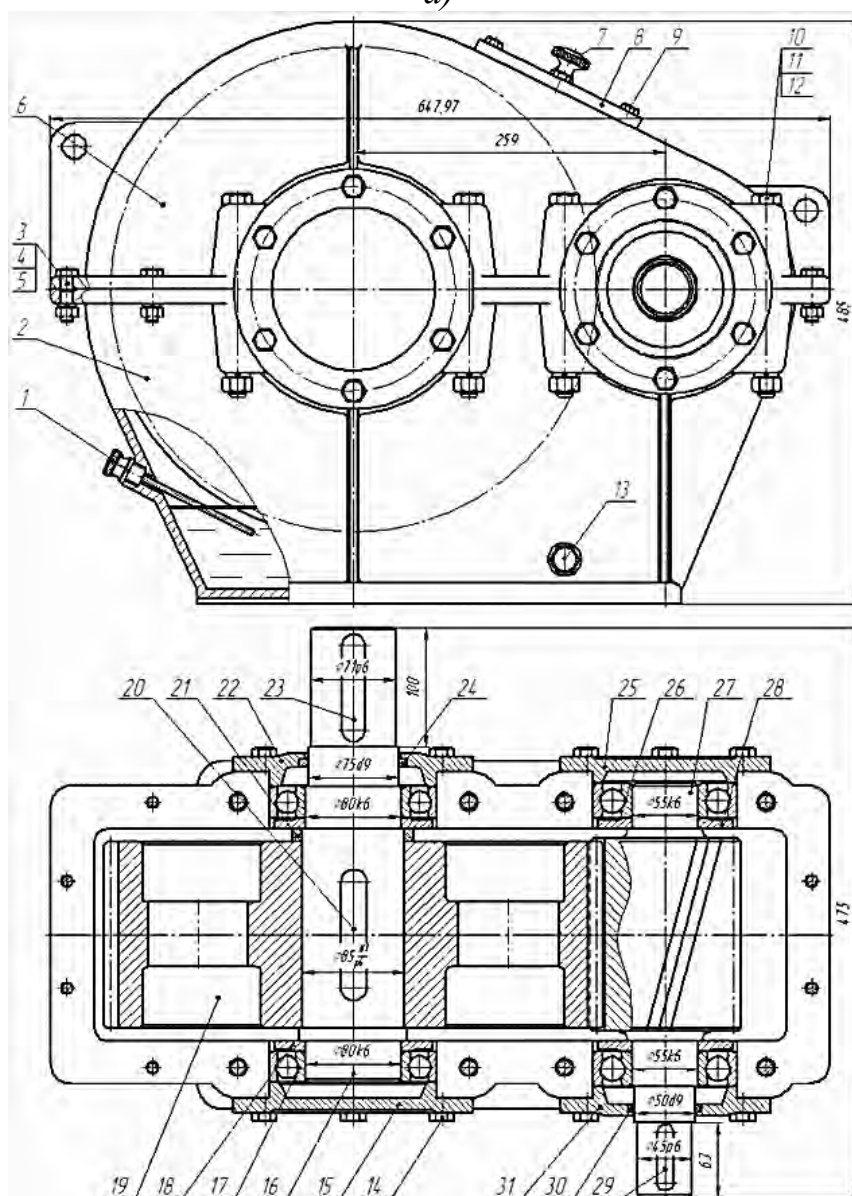
Днище корпуса зазвичай має нахил $1 \dots 2^\circ$ убік отвору, через який відбувається злив масла з редуктора при його заміні. Зливальний отвір закривають пробкою 13 з прокладкою з пароніту, маслобензостійкої гуми чи з м'якого металу (мідь, алюміній).

Для заливання масла у редуктор, а також контролю стану передач у верхній частині кришки передбачається оглядовий отвір, що закривається кришкою 8, на якій зазвичай закріплюють віддушину 7 з фільтруючими прокладками чи без них.

Віддушину дозволяє уникнути підвищення тиску усередині редуктора при його нагріванні під час роботи. Завдяки цьому зменшується імовірність витоку масла через ущільнювачі валів 24 та 30 і площину рознімання.



a)



б)

Рис. 2.33. Одноступеневий циліндричний редуктор: загальний вигляд(а), креслення(б)

Контроль рівня масла, що заливається у кратер, здійснюється за допомогою трубчастого жезлового показника 1.

Опорами валів у розглянутому редукторі є вальниці кочення 17, 26. Отвори під вальниці закриті наскрізними 22, 31 та глухими 15, 25 кришками. Останні служать, також, для регулювання зазорів у вальницях. У наскрізних кришках поміщені ущільнення 24, 30. Для передачі крутного моменту з вала на колесо (чи в зворотному напрямку) служать шпонки 20, 23. В осьовому напрямку колеса фіксуються буртиками на валах і розпірними втулками 18, 21.

Транспортування корпусних деталей, а також редуктора у зборі, здійснюється за допомогою вушок, що відливаються разом з корпусними деталями.

Черв'ячні редуктори. Найпоширенішими у вжитку є одноступінчасті черв'ячні редуктори. Діапазон їхніх передаточних відношень 8...63(90).

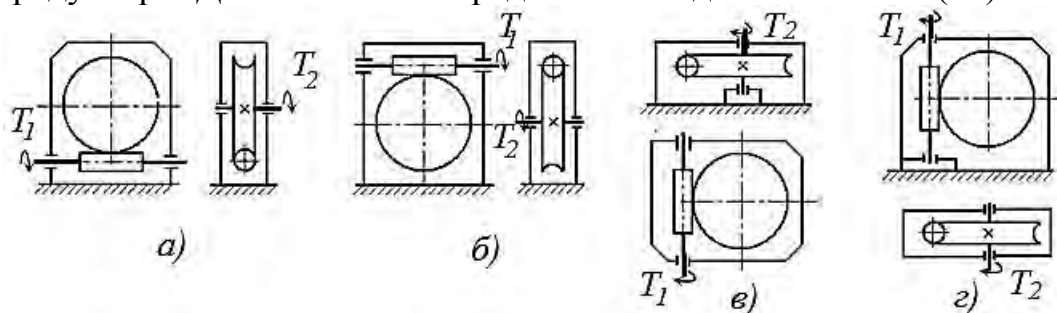


Рис. 2.34. Схеми черв'ячних редукторів

Редуктори виконуються з відносним розміщенням черв'яка і колеса за чотирма схемами:

1) Черв'як розміщений під черв'ячним колесом (рис. 2.34,а), така схема застосовується при колових швидкостях черв'яка до 4,5м/с, допускає передачу великих потужностей за критерієм нагріву, має добрі умови охолодження і мащення. Недоліки – можливість попадання продуктів спрацювання в зону контакту черв'яка з колесом і витікання масла.

2) Черв'як – над колесом (верхнє розміщення черв'яка, рис. 2.34,б) – застосовують у швидкохідних передачах. Переваги – зменшення втрат на розбризування масла і неможливість попадання продуктів спрацювання в зону контакту. Недоліки – погіршення умов охолодження.

3) Черв'як з горизонтальною віссю контактує з колесом, що має вертикальну ось (рис. 2.34,в);

4) Черв'як з вертикальною віссю контактує з колесом, яке має горизонтальну ось (рис. 2.34,г).

Застосування схем в і г обумовлюється компоновкою привода. Недоліки: трудність змащення верхніх цапф валів і утримання масла від витікання.

Конструкція черв'ячного редуктора показана на рисунку 2.35. Редуктор складається з корпусу 1 і кришки 2, які з'єднані болтами 3. Корпус і кришку виконують литими з чавуну (чи алюмінієвих сплавів). Обертальний рух передається від швидкохідного валу - черв'яка 4 до тихохідного валу 5 черв'ячним колесом 6, яке зафіксоване на валу за допомогою шпонки. Черв'як

виконаний спільно з валом. Вали встановлені у корпус редуктора на конічних роликівих вальницях 7 і 8.

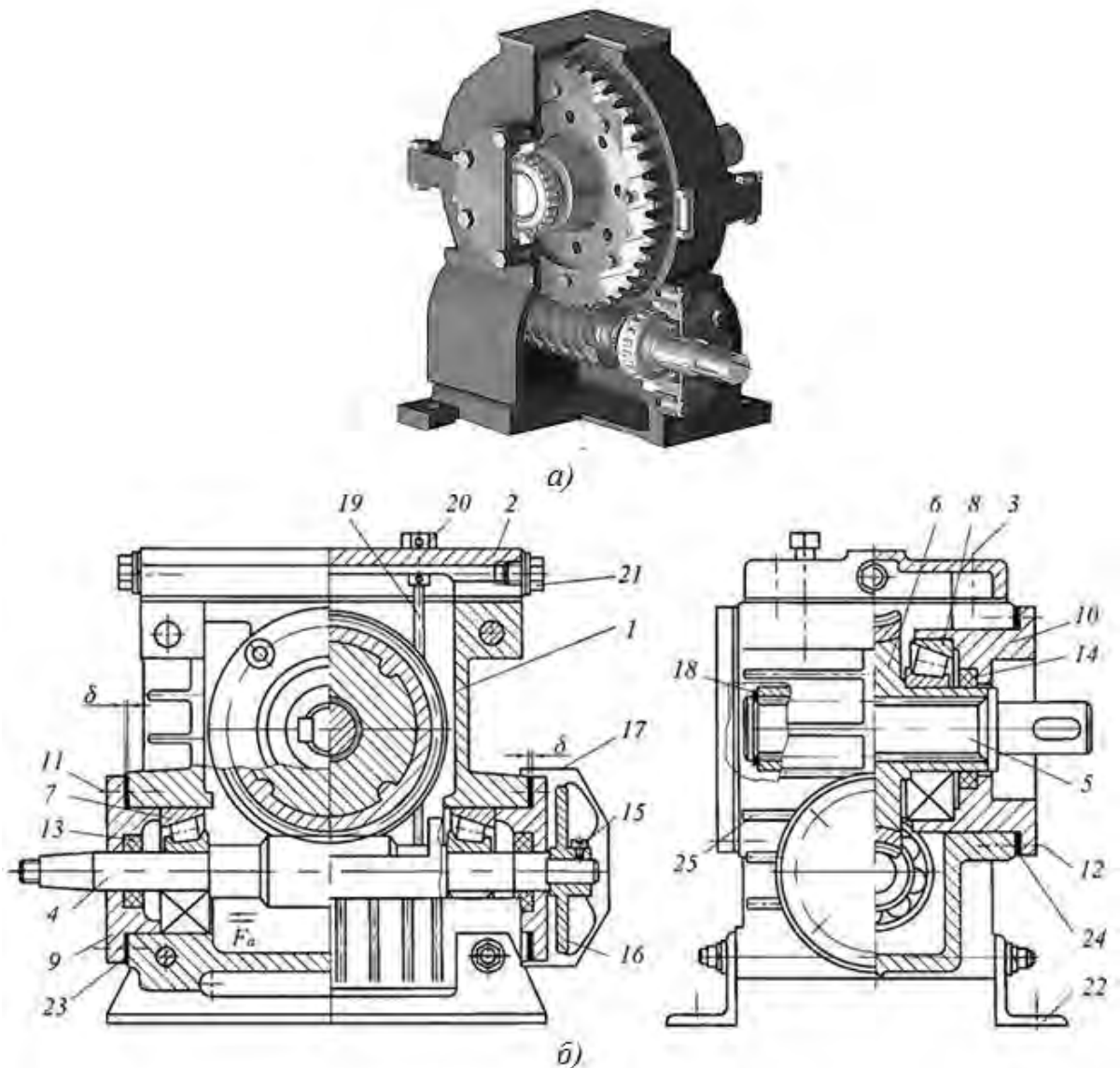


Рис. 2.35. Черв'ячний редуктор: загальний вигляд (а) та креслення (б)

Накладні кришки 9 і стакани 10 кріпляться до корпусу за допомогою болтів 11 і 12. У кришках і стаканах встановлені манжети 13 і 14. До валу черв'яка 4 гвинтом 15 кріпиться крильчатка 16, яка служить для обування редуктора. Пружинне кільце 18 утримує черв'ячне колесо від осевого зміщення. Масло редуктора заливається у картер, його рівень контролюється маслопоказчиком 19 з віддушиною 20. Отвір під маслопоказчик також використовується для заливки масла. Злив масла здійснюється через зливний отвір, що закривається пробкою 21. До корпусу редуктора 1 кріпляться лапи 22 для закріплення редуктора при установці. Поліпшенню тепловідводу сприяють ребра 25 корпусу.

Для усунення витоків масла та попадання всередину редуктора пилу і бруду у наскрізних кришках опор редуктора встановлені ущільнення. Найчастіше застосовують ущільнення типу манжета.

Основний спосіб мащення черв'ячного зачеплення - занурення черв'яка або колеса у масляну ванну картера редуктора. Масляна ванна повинна мати достатню місткість щоб уникнути швидкого старіння масла і потрапляння продуктів зносу і конденсату в зачеплення і опори валів. При нижньому розташуванні черв'яка рівень масла, зазвичай, призначають за умови повного занурення витків черв'яка. Рівень масла при верхньому розташуванні черв'яка призначають за умови повного занурення зуба черв'ячного колеса.

Питання для самоконтролю

1. *Наведіть класифікацію редукторів загальномашинобудівного призначення.*
2. *Як визначають передаточне відношення та ККД багатоступеневого редуктора?*
3. *Опишіть будову циліндричного редуктора.*
4. *Як здійснюється мащення зубчастих коліс у редукторі?*
5. *Для чого потрібна віддушина?*
6. *Призначення і область використання черв'ячних редукторів.*
7. *Вкажіть найбільш розповсюджені схеми черв'ячних редукторів, їх переваги та недоліки.*
8. *Опишіть конструкцію черв'ячного редуктора.*
9. *Чому в опорах валів черв'ячних редукторів використовують конічні роликові вальниці?*

2.7. Вали та осі

Вали і осі – деталі, що несуть на собі обертові частини машини: зубчасті колеса, шків, зірочки і т. п. Вали та осі призначені для підтримування закріплених на них деталей і забезпечення їх постійного положення відносно інших частин машини.

Ось зазвичай являє собою суцільне або порожнисте, ступеневе (рідше гладке) тіло циліндричної форми. Осі бувають обертові і нерухомі. Наприклад, вагонна ось обертається разом з колесами, а велосипедна – нерухома, колесо обертається щодо неї. Осі не передають крутного моменту і працюють тільки на згин. Вали передають обертовий момент і тому працюють на згин та кручення.

У залежності від форми повздовжньої вісі вали поділяють на прямі колінчасті, гнучкі (тросові або у вигляді пружин). Колінчасті і гнучкі вали належать до спеціальних деталей.

За конструкцією розрізняють вали й осі: гладкі (рис. 2.36,*а*) та ступінчасті (рис. 2.36,*б*) (фасонні). Ступінчасті вали роблять для фіксації деталей в осьовому напрямку, а також для монтажу деталей з відповідними посадками. Для зменшення маси, а також для підведення мащення, виготовляють порожні вали (рис. 2.36,*г*).

Вздовж вала чи осі розрізняють такі ділянки (рис. 2.37): опорні ділянки – цапфи, які спираються на вальниці; несучі ділянки, на яких закріплюють

обертові деталі (зубчасті колеса, шків, зірочки ланцюгових передач тощо); перехідні ділянки, які з'єднують опорні ділянки з несучими.

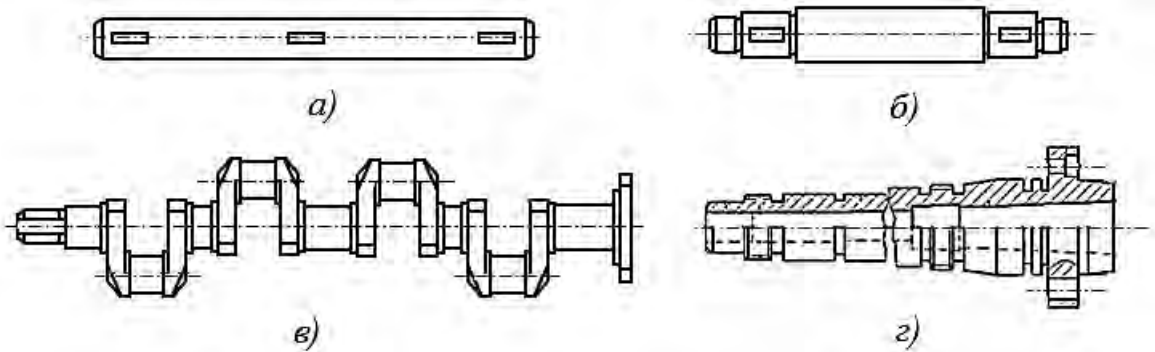


Рис. 2.36. Деякі види осей та валів:

а – прями; б – ступінчасті; в – колінчастий вал; г – порожнистий вал (шпindel токарного верстата)

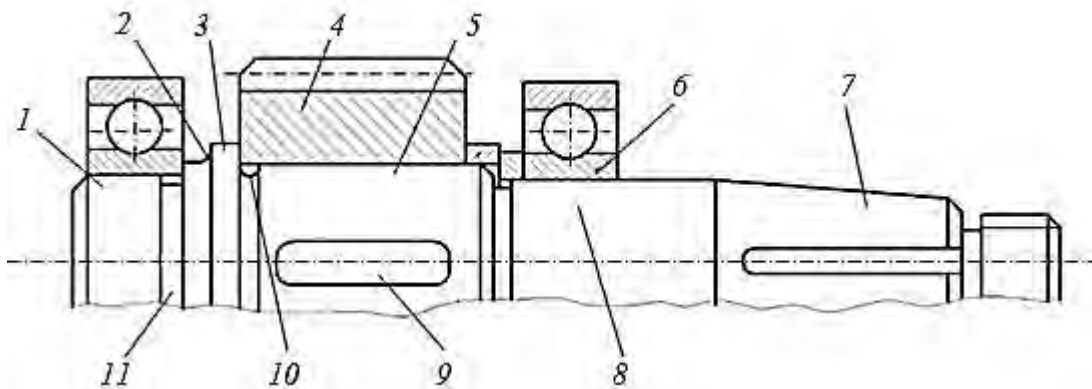


Рис. 2.37. Ступінчастий вал:

1 – шип; 2 – галтель; 3 – бурт; 4 – зубчасте колесо; 5 – посадочне місце для основної деталі вузла; 6 – вальниця; 7 – хвостовик кінцевий з різьбою; 8 – шийка; 9 – паз під шпонку; 10, 11 – проточки круга та пряма

Цапфи поділяються на шипи, які знаходяться на кінцях вала та сприймають радіальні сили; шийки – проміжні цапфи; п'яти – кінцеві ділянки, які сприймають осьові сили.

Вали та осі найчастіше виконуються з таких матеріалів:

- Ст5, Ст4 та інші для валів без термообробки;
- сталь 45, 40Х та інші для валів з термообробкою (поліпшенням);
- сталь 20, 20Х для швидкохідних валів на вальницях ковзання з цементациєю цапф;
- сталь 20,30, Ст3, Ст4 та інші для осей.

Задачами розрахунку валів та осей є забезпечення витривалісної міцності, обмеження деформації згину та кручення, можливих поперечних та крутильних коливань. Осі звичайно розраховують як балки на поперечний згин, а вали – на втомну міцність (витривалість у результаті спільної дії згину і кручення).

Розрахунок валів складається з двох етапів: проектного та перевірного розрахунку. При проектному розрахунку валів, як правило, відомі навантаження, розміри основних деталей, розташованих на валу.

Попередньо визначають середній діаметр вала з розрахунку лише на кручення. Згинальний момент невідомий, тому що невідомо розташування опор та місця прикладення навантаження.

З умов міцності на кручення отримуємо:

$$d = 10^3 \sqrt{\frac{16 \cdot T}{\pi \cdot [\tau_k]}}, \quad \text{мм} \quad (2.91)$$

де T – крутний момент, що передає вал, Нм ;

$[\tau_k]$ – допустима наруга на кручення (як правило, приймають для трансмісійних валів $[\tau_k]=20-30 \text{МПа}$; для редукторних валів $[\tau_k]=12-15 \text{МПа}$).

Знайдене значення округлюється за стандартним рядом R_{a40} .

Перевірочний розрахунок починається з компоновки валу: розміщення та розмірів посадкових місць, цапф, хвостовика (за потреби). По отриманих розмірах складають розрахункову схему, визначають розрахункові навантаження, будують епюри внутрішніх сил, моментів, напруг. Знаходять небезпечні перерізи, обумовлені найбільшим згинальним моментом, ослаблені концентраторами напружень: галтель, виточка, шпонковий паз, різьба тощо.

Для небезпечних перерізів перевіряється статична міцність валу по гіпотезах міцності (див. пункт 1.7). Наприклад, за енергетичною теорією міцності умова міцності має вигляд:

$$\sigma_s = \sqrt{\sigma_{max}^2 + 3\tau_k^2} \leq [\sigma], \quad (2.92)$$

Допустимі напруження приймаються $[\sigma] = 0,6 \dots 0,8 \sigma_m$.

Потім, проводять розрахунок на витривалість за запасом опору втоми:

$$n = \frac{n_\sigma \cdot n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} \geq [n] \approx 2,5 \quad (2.93)$$

де n_σ – коефіцієнт запасу опору втоми по нормальним напругам;

n_τ – коефіцієнт запасу опору втоми по дотичним напругам.

При умові виконання розрахунку на жорсткість валу значення допустимого коефіцієнту запасу можна зменшити до 1,7.

Коефіцієнт запасу опору втоми за нормальними напругами визначається:

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma \beta} \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_{cp}}, \quad (2.94)$$

де σ_{-1} – границя витривалості при згині, для вуглецевих сталей $\sigma_{-1}=0,43\sigma_s$, для легованих сталей $\sigma_{-1}=0,35\sigma_s+(70 \dots 120) \text{МПа}$ (σ_s – межа міцності сталі);

k_σ – ефективний коефіцієнт концентрації нормальних напружень;

ε_σ – масштабний фактор для нормальних напружень;

β – коефіцієнт, який враховує шорсткість поверхонь (при $R_a=0,32-2,5 \text{мкм}$ $\beta=0,97 \dots 0,90$);

σ_a – амплітуда циклів напружень при згині (внаслідок обертання вала напруження згину у різних точках його поперечного перерізу змінюються по симетричному циклу), $\sigma_a = \sigma_{max}$;

ψ_σ – коефіцієнт, що коректує вплив постійної складового циклу напружень по опору втоми (для вуглецевих сталей $\psi_\sigma = 0,2$, для легованих $\psi_\sigma = 0,23 \dots 0,3$);

σ_{cp} – середнє напруження циклу (при симетричному циклі $\sigma_{cp} = 0$).

Коефіцієнт запасу опору втоми за дотичними напруженнями визначається:

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau \beta} \tau_a + \psi_\tau \tau_{cp}}, \quad (2.95)$$

де τ_{-1} – границя витривалості при крученні, для вуглецевих сталей

$\tau_{-1} = 0,58 \sigma_{-1}$;;

k_τ – ефективний коефіцієнт концентрації дотичних напружень;

ε_τ – масштабний фактор для дотичних напружень;

β – коефіцієнт, який враховує шорсткість поверхонь (при $R_a = 0,32 - 2,5$ мкм $\beta = 0,97 \dots 0,90$);

τ_a – амплітуда циклів напружень при згині (внаслідок обертання вала напруження згину у різних точках його поперечного перерізу змінюються по симетричному циклу), $\tau_a = 0,5 \tau$;

ψ_σ – коефіцієнт, що коректує вплив постійної складового циклу напружень по опору втоми ($\psi_\tau = 0,1$);

τ_{cp} – середнє напруження циклу (при віднульовому циклі $\tau_{cp} = 0,5 \tau$).

Значення коефіцієнтів визначаються з довідкових таблиць.

Питання для самоконтролю

1. Чим відрізняються вал і ось?
2. Що таке «цапфа»?
3. Чим відрізняються шип та шийка валу?
4. На які види деформації розраховують вали, осі?
5. Поясніть методичку проектного розрахунку валів.
6. Вкажіть послідовність перевірного розрахунку валів.

2.8. Опори валів

Вальниці є опорами для валів і осей. Вони підтримують їх, забезпечують можливість обертання та сприймають прикладені до них радіальні й осьові навантаження. Від якості вальниць у значній мірі залежать працездатність і довговічність машин. Щоб уникнути зниження ККД механізму втрати на тертя у вальницях повинні бути мінімальними.

Вальниці класифікують за видом тертя та видом навантаження.

За видом тертя розрізняють:

– вальниці ковзання, у яких опорна ділянка валу ковзає за поверхнею вальниці;

– вальниці кочення, у яких тертя ковзання замінюють тертям кочення за допомогою установаження кульок або роликів між опорними поверхнями вальниці і валу.

За навантаженням, що сприймається, розрізняють вальниці:

- радіальні, які сприймають радіальні навантаження;
- упорні, які сприймають осьові навантаження;
- радіально-упорні, які сприймають радіальні й осьові навантаження.

Вальниці ковзання – це опори обертових деталей, які працюють в умовах ковзання поверхонь цапфи та вальниці. Форма робочої поверхні вальниці ковзання (рис. 2.38) так само, як і форма цапфи валу, може бути циліндричною (а), конічною (б), кульковою (в) або плоскою (г). Опору, що сприймає осьове навантаження, називають підп'ятником.

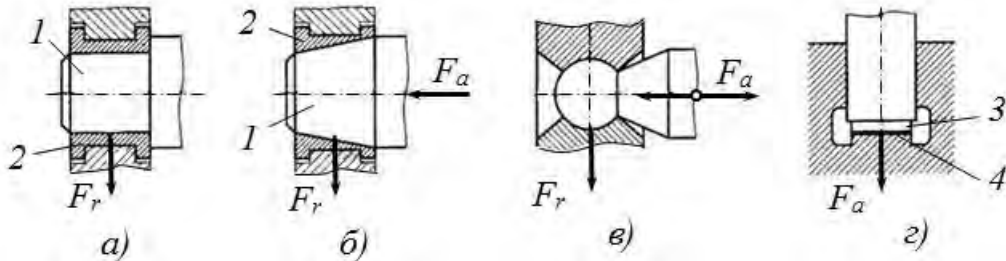


Рис. 2.38. Схеми вальниць ковзання з циліндричною (а), конічною (б), кульковою (в) та плоскою (г) робочими поверхнями: 1 – цапфа; 2 – вкладиш; 3 – н'ята; 4 – підп'ятник

Підп'ятники працюють, як правило, у парі з радіальними вальницями. Більшість радіальних вальниць можуть сприймати також і невеликі осьові навантаження. Для фіксації валу в осьовому напрямку його виготовляють східчастим з галтелями, а кромки вальниці заокруглюють.

Вальниці з конічною поверхнею застосовують рідко. Їх використовують при невеликих навантаженнях у випадках, коли необхідно систематично усувати зазор від зношення вальниці з метою збереження точності механізму.

Кулькові вальниці допускають перекошення осі валу, тобто мають властивість самовстановлення. Їх застосовують переважно як шарніри у підйомних механізмах з періодичним поворотом у межах обмежених кутів.

Основним елементом вальниці ковзання (рис. 2.38) є вкладиш 2 з тонким шаром антифрикційного матеріалу на опорній поверхні. Вкладиш встановлюють у спеціальному корпусі вальниці або безпосередньо у корпусі машини (станині, рамі і т.п.).

Область застосування вальниць ковзання у сучасному машинобудуванні скоротилася у зв'язку з поширенням вальниць кочення. Однак, значення вальниць ковзання у сучасній техніці не знизилася. Їх застосовують дуже широко і у цілому ряді конструкцій вони незамінні. До таких вальниць належать:

- 1) роз'ємні вальниці, необхідні за умовами зборки, наприклад для колінчастих валів;
- 2) високошвидкісні вальниці ($v > 30 \text{ м/с}$), в умовах роботи яких довговічність вальниць кочення різко скорочується внаслідок вібрації, великих інерційних навантажень на тіла кочення;
- 3) вальниці прецизійних машин, від яких потрібний особливо точний напрямок валів і можливість регулювання зазорів;

4) вальниці, що працюють у особливих умовах (вода, агресивне середовище і т.п.), вальниці кочення у таких умовах непрацездатні через корозію;

5) вальниці дешевих тихохідних механізмів і деякі інші.

Робота тертя є основним показником працездатності вальниці. Вона визначає зношення і нагрів вальниці та його ККД. Для зменшення тертя вальниці ковзання змащують. У залежності від режиму роботи вальниці у ньому може бути напіврідинне або рідинне тертя.

Рідинне тертя забезпечує найменший коефіцієнт тертя $f = 0,001...0,005$, який може бути меншим за коефіцієнт тертя кочення. При рідинному терті робочі поверхні цапфи і вкладиша розділені шаром масла. Товщина шару h повинна бути більше суми висот R_z нерівностей поверхонь (рис. 2.39):

$$h > R_{z1} + R_{z2}. \quad (2.96)$$

При цій умові шар масла сприймає зовнішнє навантаження, а опір руху визначається лише внутрішнім тертям у масляній рідині.

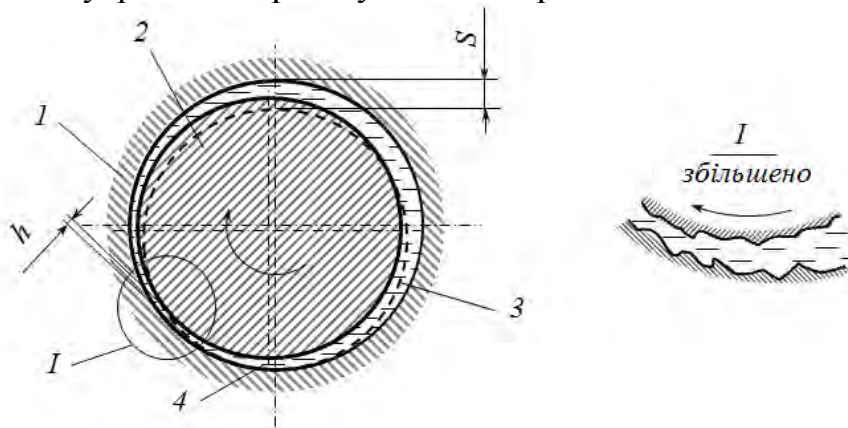


Рис. 2.39. Схема вальниці ковзання з рідинним тертям:

1 – вкладиш вальниці; 2 – цапфа; 3 – положення цапфи у стані спокою;
4 – шар масла; S – зазор між деталями у стані спокою; h – найменша товщина шару масла

При напіврідинному терті умова (2.96) не виконується, у вальниці виникає змішане тертя – одночасно рідинне і граничне. Граничним називають тертя, при якому поверхні покриті найтоншою плівкою мащення, що утворилася у результаті дії молекулярних сил і хімічних реакцій активних молекул масла і матеріалу вкладиша. Граничні плівки стійкі і витримують великі тиски. Однак у місцях зосередженого тиску вони руйнуються, відбувається стикання поверхонь металів, їхнє схоплювання і відрив частин матеріалу при відносному русі, що викликає зношення поверхонь.

Значення коефіцієнта напіврідинного тертя залежить не лише від якості мастила, але також і від матеріалу поверхонь вкладиша та цапфи валу.

Для найпоширеніших антифрикційних матеріалів коефіцієнт напіврідинного тертя складає 0,008...0,1.

Основним критерієм розрахунку більшості вальниць ковзання є утворення режиму рідинного тертя. Це одночасно забезпечує працездатність за

критеріями зношення і заїдання. Забезпечення режиму рідинного тертя потребує виконання таких основних умов:

- між поверхнями, що ковзають, повинен бути зазор, що забезпечує утворення масляного клину між цапфою та вкладишем при роботі вальниці;
- масло відповідної в'язкості повинне безперервно заповнювати зазор;
- швидкість відносного руху поверхонь повинна бути достатньою для того, щоб у масляному шарі утворився тиск, який врівноважує зовнішнє навантаження.

До матеріалу вкладиша висуваються такі умови:

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

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

У основу розрахунків вальниць ковзання покладено обмеження тиску у вальниці та питомої роботи сил тертя. Умова забезпечення допустимого тиску гарантує не видавлювання масла з масляного шару між цапфою та вкладишем. Вона має вигляд:

$$p = \frac{R}{dl} \leq [p] . \quad (2.97)$$

Критерієм працездатності вальниці ковзання за умов забезпечення нормального температурного режиму та відсутності заїдання є величина добутку тиску питомого тиску p у вальниці на швидкість ковзання v :

$$pv = \frac{R}{ld} \cdot \omega R = \frac{R}{ld} \cdot \frac{\pi n d}{30 \cdot 2} = \frac{\pi R n}{60l} , \quad (2.98)$$

де R – реакція опори, H ;

n – частота обертання, об/хв.;

d, l – діаметр та довжина цапфи, мм.

Нормальні умови роботи вальниці забезпечуються при умові:

$$pv \leq [pv] \quad (2.99)$$

Значення допустимих величин $[p]$ і $[pv]$ наводяться в довідковій літературі. Вони залежать від матеріалу вальниці, умов роботи, властивостей масла, тощо. Для більшості матеріалів $[p] = 1 \dots 4$ МПа, $[pv] = 2 \dots 10$ МПа·м/с.

Найбільш небезпечним є момент пуску механізму, оскільки у спокої вал опускається ("лягає") на вкладиш і при початку руху неминуче напіврідинне або навіть сухе тертя.

Вальниці кочення – це елементи опор осей, валів та інших деталей, що працюють за принципом тертя кочення, яке не так суттєво залежить від змащування (умовний коефіцієнт тертя близький до коефіцієнту рідинного тертя $f \approx 0,0015...0,006$). Це спрощує систему змащування та обслуговування вальниць. Конструкція вальниць кочення дозволяє виготовляти їх у великих кількостях як стандартну продукцію, що значно зменшує вартість вальниць.

Вальниці кочення, у порівнянні з іншими видами, мають малі втрати на тертя, що забезпечує високий ККД опор (до 0,99), незначні витрати мастильних матеріалів, відносно невисокі вимоги до матеріалу та якості поверхонь цапф валів і осей, на яких вони розміщуються.

Поряд з цим, вони мають значні габаритні розміри, що утруднює їх застосування при малих відстанях між осями валів; обмежений термін служби при великих навантаженнях та швидкостях; низьку здатність сприймати ударні навантаження.

Вальниця кочення складається із зовнішнього та внутрішнього кілець, тіл кочення і сепаратора (рис. 2.40).



Рис. 2.40. Загальний вигляд вальниці кочення

Внутрішнім кільцем вальницю розміщують на валу або осі, а зовнішнім – у корпусі опори. Обертання кілець одне відносно іншого забезпечується за рахунок тіл кочення між кільцями. Тіла кочення перекочуються по доріжках кочення (бігових доріжках), які передбачені на зовнішньому та внутрішньому кільцях вальниці. Сепаратор розділяє тіла кочення і утримує їх на однаковій відстані.

Вальниці кочення поділяють за такими ознаками:

1. За формою тіл кочення вальниці бувають кулькові та роликові. Роликові вальниці за тією ж ознакою ділять на: вальниці із короткими та довгими роликами; із витими роликами (рис. 2.41,е); із конічними роликами (рис. 2.41,ж); із бочкоподібними роликами (рис. 2.41,з) і з голчастими роликами (рис. 2.41,д).

2. За числом рядів тіл кочення: одно – , двох – та чотирьохрядні.

3. За способом компенсації перекосів валу – які не самовстановлюються та ті, що самовстановлюються – сферичні (рис. 2.41,б та з). Вальниці, що самовстановлюються, допускають перекоеси кілець до 2–3°, завдяки чому можуть працювати при збільшених деформаціях валів і при неспіввісному розміщенні отворів під вальниці у опорах валу.

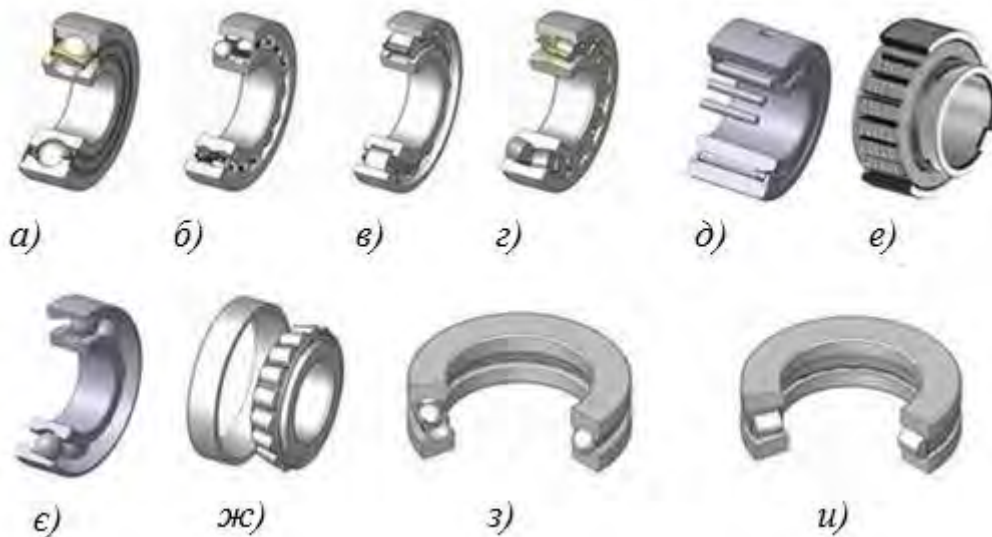


Рис. 2.41. Типи вальниць кочення:

a – радіальна кулькова однорядна; б – радіальна кулькова дворядна сферична; в – радіальна з короткими циліндричними роликами; г – радіальна дворядна сферична з бочкоподібними роликами; д – голчаста; е – радіальна із витими роликами; є – радіально-упорна кулькова; ж – радіально-упорна роликова конічна; з – упорна кулькова; и – радіально-упорна роликова

4. За радіальними розмірами вальниці кочення з одним і тим самим внутрішнім діаметром d ділять на 5 серій діаметрів (умовно: надлегка, особливо легка, легка, середня та важка) і на 5 серій ширини (особливо вузька, вузька, нормальна широка, особливо широка).

5. За напрямом сприйманого навантаження вальниці кочення поділяють на: радіальні – сприймають лише радіальне навантаження, яке направлене перпендикулярно до осі обертання (деякі радіальні вальниці, наприклад кулькові, можуть сприймати певні осьові навантаження); упорні – сприймають лише осьове навантаження; радіально-упорні – здатні сприймати радіальне та осьове навантаження; упорно-радіальні – сприймають значне осьове і незначне радіальне навантаження.

Кулькові радіальні однорядні вальниці (рис. 2.41,а) найбільш поширені внаслідок невисокої вартості, простоти монтажу і здатності сприймати комбіновані навантаження. Вони сприймають радіальні і невеликі осьові навантаження в обидва боки, що не перевищують 70% невикористаного допустимого радіального навантаження; фіксують осьове положення у обох напрямках у межах величини осьового зазору; допускають перекіс осей кілець на $15'$. Радіальні кулькові вальниці встановлюють у редукторах, металорізальних верстатах, транспортерах і у багатьох інших машинах.

Кулькові радіальні дворядні сферичні (самоустановлювальні) вальниці сприймають радіальні і невеликі осьові навантаження у обидва боки. Допускають значні (до $2 - 3^{\circ}$) перекоси внутрішнього кільця (вала) щодо зовнішнього кільця (корпуса). Застосовуються у вузлах з нежорсткими валами й у конструкціях, де вали спираються на окремі опорні вузли.

Роликові радіальні вальниці з короткими циліндричними роликами (рис. 2.41,в) сприймають значні радіальні навантаження і не сприймають осьові. Радіальні роликовальниці за швидкохідністю не поступаються кульковим вальницям радіальним і мають у 1,5 рази більшу вантажопідйомність, але вимагають більш точної співвісності посадкових місць.

Роликові голчасті вальниці при мінімальних радіальних габаритах мають максимальну радіальну вантажопідйомність. Осьові навантаження голчасті вальниці не сприймають.

Вальниці позначають системою цифр. Основне позначення за ДСТУ може включати від трьох до семи цифр (табл. 2.6, 2.7).

Таблиця 2.6

Схема основного умовного позначення для вальниць з діаметром отвору до 10 мм

×	×	×	0	×	×
розмірна серія (серія ширини або висоти), один знак	конструктивне виконання, два знаки	тип вальниці, один знак	знак нуль	серія діаметрів, один знак	Діаметр отвору, один знак

Таблиця 2.7

Схема умовного позначення для вальниць діаметром отвору від 10 мм і вище

×	×	×	×	×
розмірна серія (серія ширини або висоти), один знак	конструктивне виконання, два знаки	тип вальниці, один знак	серія діаметрів, один знак	діаметр отвору (мм) поділений на «5» (окрім 00,01,02 і 03)

Примітка: 1) Позначення внутрішнього діаметра менш 20мм:

Позначення діаметра 00 01 02 03.

Номінальний діаметр, мм 10 12 15 17.

2) Нулі, що розташовані ліворуч останньої значущої цифри відкидаються.

Значок × позначає певну цифру у відповідності до прийнятих вимог маркування вальниць.

Розмірні серії вальниць за зовнішніх діаметрів та їх шириною (висотою) визначають габаритні розміри вальниці. Встановлено наступні серії:

– за зовнішнім діаметром 0, 8, 9, 1, 7, 2, 3, 4, 5 (у порядку збільшення розміру зовнішнього діаметра вальниці при однаковому внутрішньому);

– за шириною і висотою 7, 8, 9, 0, 1, 2, 3, 4, 5, 6 (у порядку збільшення ширини або висоти).

Таблиця 2.8

Позначення типу вальниць

Тип вальниці	Позначення	
	ДСТ	ISO
Кулькова радіальна однорядна	0	6

Кулькова радіальна дворядна сферична	1	1
Радіальна з короткими циліндричними роликами	2	N
Радіальна роликова дворядна сферична	3	2
Роликова радіальна голчаста	4	-
Роликова з витими роликами	5	-
Радіально-упорна кулькова	6	7
Роликова конічна	7	3
Упорна або упорно-радіальна кулькова	8	5
Упорна або упорно-радіальна роликова	9	8
Радіально-сферична дворядна з конічним отвором	11	-
Радіальна однорядна з одним ущільненням	16	-
Радіальна однорядна з двома ущільненнями	18	-

Для позначення нестандартних вальниць за розмірами внутрішнього діаметра або ширини (висоти) використовують серії діаметру 6, 7 або 8. Серія ширини (висоти) у цьому випадку не проставляється.

Крім основного позначення можуть додаватися знаки додаткового позначення. Зліва від основного позначення ставлять знаки:

- клас точності (у порядку підвищення точності 0, 6, 5, 4, 2);
- група радіального проміжку (1,2...9; для радіально-упорних кулькових вальниць означають міру попереднього натягу 1, 2, 3) тощо.

Праворуч від основного позначення ставлять знаки:

- матеріал деталей вальниць (наприклад: E – сепаратор з пластичних матеріалів, Ю – деталі вальниць з нержавіючої сталі і т.д.);
- конструктивні особливості (наприклад, До – конструктивні зміни деталей вальниць, М – роликові вальниці з модифікованим контактом);
- мастильний матеріал, що закладається у вальниці закритого типу при їх виготовленні тощо.

Приклади. Вальниця 7002312. Додаємо нулі: «0 – 7/00/2/3/10». Поділяємо позначення на групи: 0 – клас точності нормальний; 00 - конструктивні особливості не вказані, 2 – вальниця радіальна з короткими циліндричними роликами (табл. 2.8), 3(7) - середньої вузької серії, з внутрішнім діаметром $10 \times 5 = 60$ мм.

Вальниця 210. Додаємо нулі: «0 – 0/00/0/2/10». Поділяємо позначення на групи: 0 - клас точності нормальний; 00 - конструктивні особливості не вказані, 0 – радіальна кулькова; 2(0)) – друга(легка) серія по діаметру та нормальна по ширині; 10 - внутрішній діаметр $d = 5 \times 10 = 50$ мм.

Вальниця 6-36207E. Додаємо нулі до повного позначення: «6 – 6-0/03/6/2/07/E». Поділяємо на групи, отримуємо: 6 - клас точності 6; 03 – кут контакту $\alpha = 12^\circ$; 6 - радіально-упорна кулькова; 2 – друга серія по діаметру; 07 - $d = (7 \cdot 5) = 35$ мм; E – полімерний сепаратор.

Основні характеристики стандартних вальниць (розміри, маса, вантажність (статична і динамічна), гранична швидкість обертання) наводяться у ДСТУ або каталогах вальниць кочення.

Слід зазначити, що широке розповсюдження мають вальниці, які позначають за міжнародним стандартом ISO. Маркування за ISO відрізняється

від ДСТУ. Відповідність типу підшипників за ДСТУ та ISO вказана у таблиці 2.8. Будова структури позначення наведена у додатку Д1.

Вибір типу вальниці ґрунтується на аналізі діючих на вал навантажень. При проектуванні вальниці підбирають з числа стандартних. При $n \geq 10$ об./хв. підбір вальниць здійснюють за динамічною вантажопідйомністю, для запобігання руйнування від втоми (викришування). При $n < 10$ об./хв. - за статичною вантажопідйомністю, для запобігання остаточним деформаціям (

Попередньо за розрахованим діаметром валу обирають вальниці меншої серії за діаметром (звичайно серії 2). Для перевірки обраної вальниці визначається її довговічність у годинах.

Довговічність у годинах:

$$L_h = \frac{L \times 10^6}{60n} > [L_h], \quad (2.100)$$

де L – довговічність (млн. обертів);

n – частота обертання, об/хв.;

$[L_h]$ – потрібна довговічність роботи вальниці, год.

Потрібна довговічність вальниць L_h визначається терміном служби машини між капітальними ремонтами. У машинобудуванні потрібна довговічність роботи складає $L_h = (500 \dots 100\,000)$ год. (додаток Д3).

Довговічність вальниці визначається:

$$L = a_1 a_{23} \left(\frac{C}{R_e} \right)^p, \quad (2.101)$$

де, a_1 і a_{23} - коефіцієнти уведені за рекомендацією ISO: a_1 враховує імовірність надійності: $a_1 = 1$ при 90 %-й надійності; $a_1 = 0,62$ при 95 %-й; $a_1 = 0,44$ при 97 %-й; $a_1 = 0,33$ при 98 %-й; a_{23} враховує якість матеріалу деталей вальниці та умови експлуатації: для звичайних умов роботи серійних вальниць: кулькових, крім сферичних, $a_{23} = 0,7 \dots 0,8$; кулькових сферичних і роликів із циліндричними роликами $a_{23} = 0,5 \dots 0,6$; роликів конічних $a_{23} = 0,6 \dots 0,7$;

C - динамічна вантажопідйомність (з паспорту вальниці);

R_e – еквівалентне навантаження, H ;

p – показник степені: для кулькових вальниць $p=3$, для роликів $p=10/3$.

Паспортна динамічна вантажопідйомність – це таке постійне навантаження, яке вальниця може витримати протягом 1 млн. обертів без виявлення ознак втоми не менш, ніж у 90% із визначеної кількості вальниць.

Еквівалентне навантаження при $\frac{F_a}{R_r} < e$ визначається:

$$R_e = R_r V K_\delta K_T, \quad (2.102)$$

де V – коефіцієнт, що враховує вид навантаження кілець вальниці: при обертанні внутрішнього кільця $V=1$, при обертанні зовнішнього - $V=1,3$;

K_δ – коефіцієнт безпеки ($K_\delta = 1$ – при спокійному навантаженні; $K_\delta = 1,2$ – при легких поштовхах і короткочасних перевантаженнях до 125 %; $K_\delta = 1,5$ – при помірних поштовхах і перевантаженнях до 150 %; $K_\delta = 2$ – при значних

поштовхах та вібраціях і перевантаженнях до 200 %; $K_{\delta} = 3$ – при ударному навантаженні та перевантаженнях до 300 %);

K_m – температурний коефіцієнт (якщо робоча температура опори $t \leq 100^{\circ}\text{C}$, то $K_m = 1$; якщо $t = 125^{\circ}\text{C}$, то $K_m = 1,05$; якщо $t = 150^{\circ}\text{C}$, то $K_m = 1,1$);

e – коефіцієнт осьового навантаження, визначається у залежності від конструктивних особливостей вальниці (в основному від кута контакту тіл кочення з поверхнею кілець, подається у довідниках або каталогах вальниць).

Якщо відношення $\frac{F_a}{R_r} > e$, то еквівалентне навантаження визначається з

урахуванням осьової сили:

$$R_e = (R_r X V + F_a Y) K_{\delta} K_T, \quad (2.103)$$

де R_r , F_a – відповідно радіальне та осьове зовнішні навантаження на вальницю;

X і Y – коефіцієнти радіального та осьового навантаження (визначаються з довідників по величині коефіцієнта осьового навантаження e);

Якщо умова (2.100) не виконується, то потрібно обрати вальницю більш важкої серії.

Умова підбору по статичній вантажопідйомності (для вальниць, що обертаються з частотою менше 10 об/хв.):

$$P_0 \leq C_0, \quad (2.104)$$

де P_0 – еквівалентне статичне навантаження,

C_0 – статична вантажопідйомність (паспортна).

Статична вантажопідйомність – таке статичне навантаження, якому відповідає загальна остаточна деформація тіл кочення та кілець у найбільш навантаженій точці контакту 0,0001 діаметра тіл кочення.

Еквівалентне статичне навантаження:

$$P_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a, \quad (2.105)$$

де X_0 , Y_0 – коефіцієнти радіального та осьового навантаження.

$X_0 = 0,6$, $Y_0 = 0,5$ – радіальні кулькові вальниці однорядні і дворядні; $X_0 = 0,5$; $Y_0 = 0,47 \dots 0,28$ (при $\alpha = 12 \dots 36^{\circ}$ відповідно) – радіально-упорні кулькові вальниці; $X_0 = 0,5$; $Y_0 = 0,22 \text{ctg} \alpha$ – конічні та самоустановлювальні кулькові та роликові вальниці.

Приклад розрахунку

Підібрати вальницю для швидкохідного валу редуктора, якщо на найбільш навантаженій опорі реакції складають $F_z = 300\text{H}$, $F_y = 540\text{H}$, $F_a = 170\text{H}$. Діаметр валу електродвигуна, що під'єднаний до редуктора 28 мм. Крутний момент, що передається від електродвигуна $T = 28,5\text{Hm}$.

Попередньо визначаємо мінімальний діаметр валу:

$$d > 10 \sqrt[3]{\frac{16T}{\pi[\tau_k]}} = 10 \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 28,5}{3,14 \cdot 15}} = 21,3\text{мм},$$

де T – крутний момент, Hm ;

$[\tau_k]$ – допустиме дотичне напруження на кручення, для валів з конструкційної вуглеводистої сталі редукторів $[\tau_k]=12...15\text{МПа}$.

Діаметр вихідної частини валу приймаємо рівний діаметру валу електродвигуна $d_1=28\text{мм}$. Тоді діаметр під вальниці :

$$d_2 = d_1 + 5 = 28 + 5 = 33\text{мм}.$$

Приймаємо діаметр зі стандартного ряду кратний п'яті, $d_2=35\text{мм}$.

1. За каталогом (додаток Д4) обираємо кулькову вальницю другої (легкої) серії діаметру 207 (по ISO - 6207), що має такі характеристики: $d=35\text{мм}$, $D=72\text{мм}$, $b=17\text{мм}$, вантажопідйомність: динамічна $C=25,5\text{кН}$, статична $C_0=13,7\text{кН}$.

2. Перевіряємо обрану вальницю на довговічність.

Результуюче радіальне навантаження:

$$R_r = \sqrt{F_z^2 + F_y^2} = \sqrt{300^2 + 540^2} = 617,7\text{Н}$$

Визначаємо еквівалентне навантаження:

$$R_e = (R_r X V + F_a Y) K_\delta K_T$$

де R_r, F_a – радіальне та осьове зовнішні навантаження на вальницю;

X і Y – відповідно коефіцієнти радіального та осевого навантаження;

V – коефіцієнт обертання, для наших умов (обертається внутрішнє кільце)

$V = 1$;

K_δ – коефіцієнт безпеки, приймаємо $K_\delta = 1,5$ (при помірних поштовхах і перевантаженнях до 150 %);

K_m – температурний коефіцієнт, приймаємо $K_m = 1$ (робоча температура опори $t \leq 100^\circ\text{C}$).

Для визначення коефіцієнтів X, Y визначаємо параметр осевого навантаження e (додаток Д2), при $F_a/C_0 = 170/13700 \approx 0,012 - e = 0,19$.

Відношення $F_a/(V R_r) = 170/(1 \cdot 617,7) = 0,275 > e = 0,19$. Тоді з таблиці додатку Д2 - $X = 0,56, Y = 2,3$.

Еквівалентне навантаження:

$$R_e = (617,7 \cdot 0,56 \cdot 1 + 170 \cdot 2,3) 1,3 \cdot 1 = 958,0\text{Н}.$$

Розраховуємо довговічність підшипника до появи ознак втоми, млн. об.:

$$L = a_1 a_{23} \left(\frac{C}{R_e} \right)^p,$$

де p – показник степеня, для кулькових вальниць дорівнює 3, а для роликів вальниць – 10/3.

a_1 і a_{23} - коефіцієнти уведені за рекомендацією ISO: при 90 %-й надійності $a_1 = 1$; a_{23} враховує якість матеріалу деталей вальниці та умови експлуатації (для звичайних умов роботи серійних вальниць: кулькових, крім сферичних, $a_{23} = 0,7...0,87$), приймаємо $a_{23} = 0,75$.

Довговічність вальниці:

$$L = 1 \cdot 0,75 \left(\frac{25,5}{0,958} \right)^3 = 14144\text{млн.об.}$$

Довговічність вальниці у годинах L_h :

$$L_h = \frac{L \cdot 10^6}{60n} = \frac{14114 \cdot 10^6}{60 \cdot 1480} = 158943 \text{ год.}$$

Для редукторів загального призначення $L_h \geq 20000$ год. (додаток Д3)
Бачимо, що $L_h = 158943 \text{ год.} > 20000 \text{ год.}$, умова виконується.

Питання для самоконтролю

1. Вкажіть види вальниць та галузі їх застосування.
2. Поясніть будову вальниці ковзання.
3. Призначення та вимоги до вкладиша вальниці ковзання.
4. Вкажіть умову існування рідинного тертя у вальниці ковзання.
5. За яким параметром розраховують вальниці ковзання?
6. Поясніть будову вальниці кочення.
7. Які переваги і недоліки вальниць кочення у порівнянні з вальницями ковзання?
8. Які бувають вальниці кочення за напрямом дії навантаження, що сприймається?
9. Чим пояснюється підвищена несуча здатність роликів вальниць кочення у порівнянні з кульковими?
10. Визначте тип і внутрішній діаметр вальниць, що мають позначення: 308, 2306, 1209, 7211.
11. Надайте характеристику вальниці 304: тип, розміри, призначення.
12. Підберіть вальниці для швидкохідного валу редуктора, якщо на найбільш навантаженій опорі реакції складають $F_z = 370 \text{ Н}$, $F_y = 1000 \text{ Н}$, $F_x = 160 \text{ Н}$. Діаметр валу електродвигуна, що під'єднаний до редуктора 38 мм. Крутний момент, що передається від електродвигуна $T = 50 \text{ Нм}$ при частоті обертання 1455 об./хв.

2.9. Муфти

Муфти служать для з'єднання валів. Також муфти використовують для вмикання та вимикання виконавчого органу при безперервній роботі двигуна (керовані муфти), запобігання перевантажень машин (запобіжні муфти), компенсації шкідливого впливу неспіввісності вала (компенсуючі муфти), зменшення динамічних коливань (пружні муфти) тощо. Основною паспортною характеристикою муфти є значення номінального обертового моменту, що вона передає.

Муфти поділяють на:

- некеровані (постійної дії): глухі, компенсуючі жорсткі, компенсуючі пружні;
- керовані: кулачкові, зубчасті, фрикційні;
- самокеровані автоматичні: відцентрові (самокеруються за частотою обертання), запобіжні (самокеруються за моментом), вільного ходу (самокеруються за напрямком обертання).

Глухі муфти утворюють жорстке, нерухоме з'єднання валів (глухе з'єднання). До глухих муфт належать втулкова муфта, яка характеризується

простотою конструкції і малими габаритами (застосовується у легких машинах при діаметрах валів до 60...70 мм).

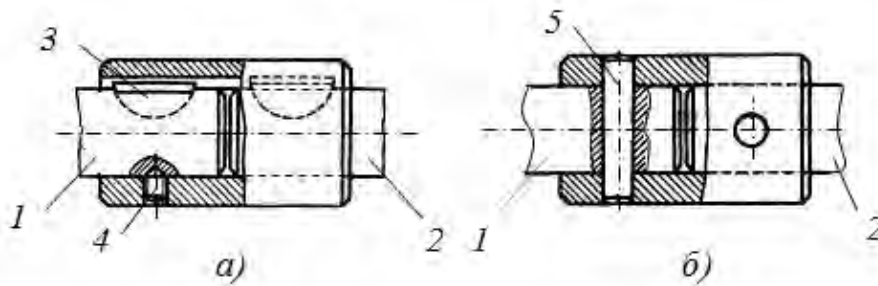


Рис. 2.42. Втулкові муфти з шпонками(а) та штифтами(б):
1,2 – ведучий та ведений валі; 3- шпонка; 4 – установочний гвинт;
5 – штифт

Втулкова муфта (рис. 2.42) є товстостінною короткою трубкою (втулкою), що надівається з зазором на кінці валів. Крутний момент передається шпонками. Муфта відрізняється малими габаритами по діаметру, але ускладнює монтаж із-за необхідності великих осьових зміщень агрегатів, що сполучаються. Матеріал втулок – конструкційна сталь.

Фланцева муфта це теж глуха муфта. Вона застосовується для з'єднання валів діаметром до 200 мм і більше.

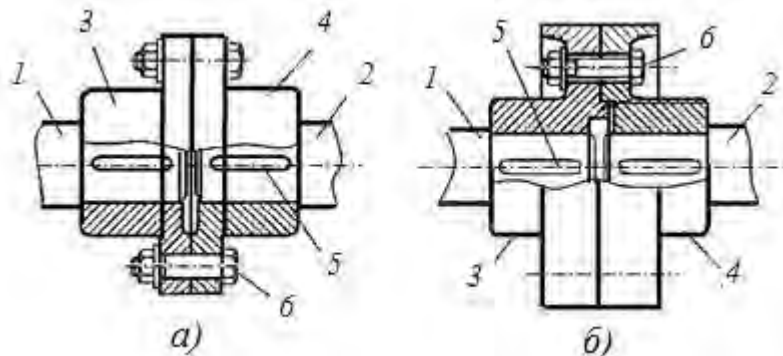


Рис. 2.43. Фланцеві муфти з установкою болтів без зазорів(а)
та з зазорами(б): 1,2 – ведучий та ведений валі; 3, 4 – фланці муфти;
5 – шпонки

Фланцева муфта (рис. 2.43) складається з двох напівмуфт, виконаних у вигляді маточини з фланцем. Фланці з'єднуються болтами. Глухі муфти не компенсують помилки виготовлення і монтажу, вимагають точного центрування валів.

Для зниження цих вимог і зменшення шкідливих навантажень на валі й опори застосовують компенсуючі муфти. Компенсація шкідливого впливу неспіввісності валів досягається: за рахунок надання можливості рухатися жорстким деталям – у жорстких компенсуючих муфтах; за рахунок деформації пружних елементів – у пружних муфтах.

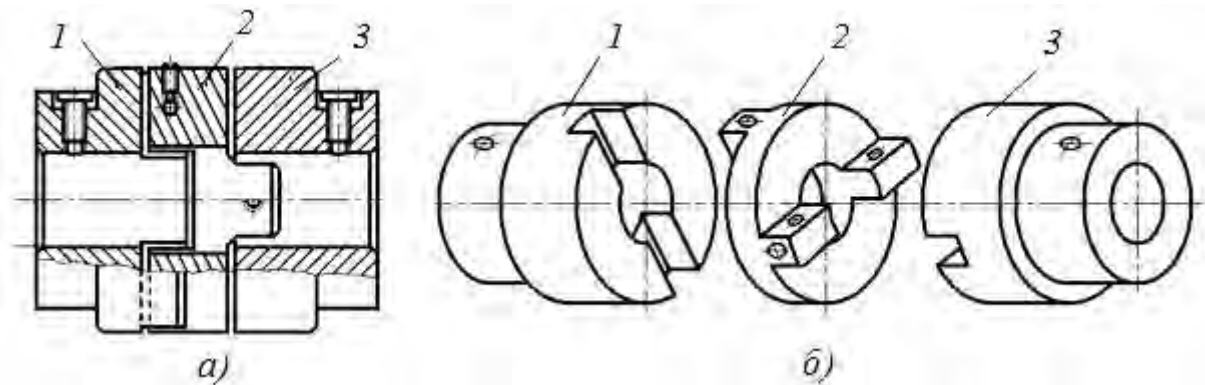


Рис. 2.44. Кулачкова-дисківа муфта: розріз(а), загальний вигляд деталей(б): 1,3 – напівмуфти; 2 – диск

Найбільше поширення з групи жорстких компенсуючих муфт одержали кулачково-дисківа і зубчаста. Кулачково-дисківа муфта складається з двох напівмуфт 1 і 3 (рис. 2.44), що мають радіально розташовані пази, і проміжного плаваючого диска 2 з радіальними взаємно-перпендикулярними виступами (кулачками) на торцях. Виступи диска входять в пази напівмуфт з гарантованим зазором. При радіальному зміщенні валів диск здійснює складний рух з ковзанням у пазах. Момент передається за рахунок натискання один на одного бічних поверхонь виступів і пазів. Для зниження втрат на тертя робочі поверхні пазів і виступів повинні змащуватися.

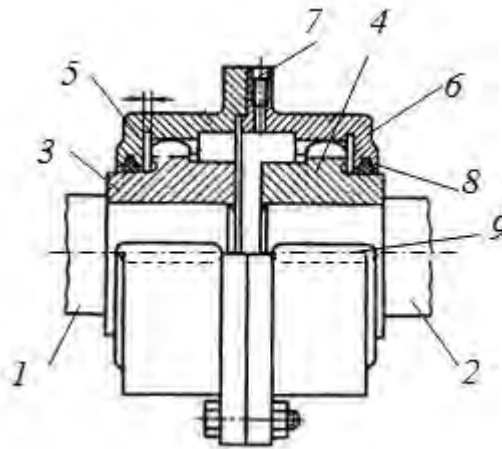


Рис. 2.45. Зубчаста муфта:
1,2 – ведучий та ведений вали; 3,4 – втулки; 5,6 – обойми; 7 – пробка для заливання масла; 8 – ущільнення, 9 – шпонка

Зубчаста муфта компенсує усі види неспіввісності валів. Вона складається (рис. 2.45) з двох однакових маточин 3,4 (втулок), що мають зовнішні зубчасті вінці та двох однакових обойм 5,6 з внутрішніми зубчастими вінцями. Обойми стягнуті болтами, рівномірно розташованими по колу. У обоймах розташовані спеціальні гумові ущільнення 8, що утримують рідке мастило усередині муфти. Пробка 7 служить для заливки у муфту масла. Число зубів і їх розміри підібрані так, щоб зуби вінця втулки розташовувалися з деяким зазором між зубами обойми, утворюючи зубчасте з'єднання. Зуби

втулок і обойм мають евольвентний профіль. Центрування обойми здійснюють по вершинах зубів втулок.

У пружних муфтах півмуфти зв'язані пружним елементом. Пружний зв'язок півмуфт дозволяє компенсувати неспіввісність валів; зменшити жорсткість системи з метою усунення резонансних коливань; знизити ударні навантаження. До пружних муфт належать: муфта з циліндричними пружинами (рис.2.46,*а*). Вона складається з обода 1 з ребром 2 і маточини 3 з дисками 4.

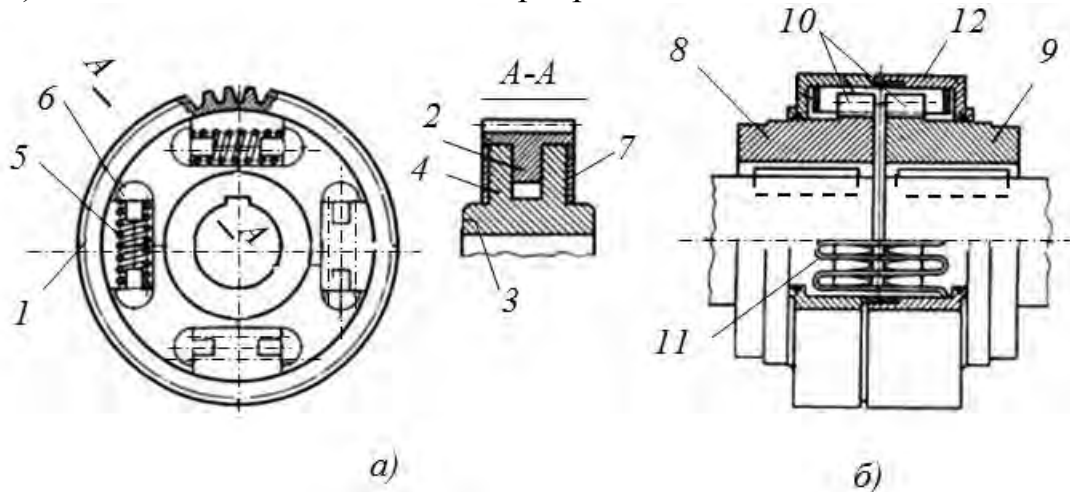


Рис. 2.46. Пружні муфти з циліндричними пружинами(*а*), зі змієподібними пружинами(*б*)

Ребро обода розміщується між дисками так, що можливий відносний поворот цих деталей. Ребро і диски мають однакові фасонні вирізи, у які закладають пружини 5 з обмежувачами 6. З торців муфти закривають дисками 7, які прикріплюються до маточини або обода для запобігання пружини і обмежувачів від випадання і забруднення. Такі муфти доцільно застосовувати як пружну ланку у системі з'єднання валів із зубчастими колесами або ланцюговими зірочками. У цьому випадку обід є зубчастим вінцем, а муфта як би вбудовується у конструкцію зубчастого колеса.

Зубчасто-пружинна (зі змієподібними пружинами) (рис. 2.46,*б*) складається з двох напівмуфт 8 і 9, які мають зуби 10 спеціального профілю. Між зубами розміщується змієподібна пружина 11. Кожух 12 утримує пружину у робочому положенні, захищає муфту від пилу і служить резервуаром для мастильного матеріалу. Така муфта може компенсувати неспіввісність валів Δ_a до 4...20 мм, Δ_r до 0,5...3 мм, Δ_α до $1^\circ 15'$. Вона застосовується у важкому машинобудуванні (прокатні стани, турбіни, поршневі двигуни і т.п.).

Муфти з гумовою зірочкою (рис. 2.47,*а*) компактні і надійні у експлуатації, широко використовуються для з'єднання швидкохідних валів ($3000..6000 \text{ хв}^{-1}$) при крутному моменті до $120 \text{ Н}\cdot\text{м}$ і діаметрах валів 12...45 мм, допускає радіальний зсув осей до 0,2 мм; перекіс осей до $1^\circ 30'$.

Муфта з тороподібною гумово-кордовою оболонкою (рис. 2.47,*б*) має велику енергоємність, високі пружні і компенсуючі властивості.

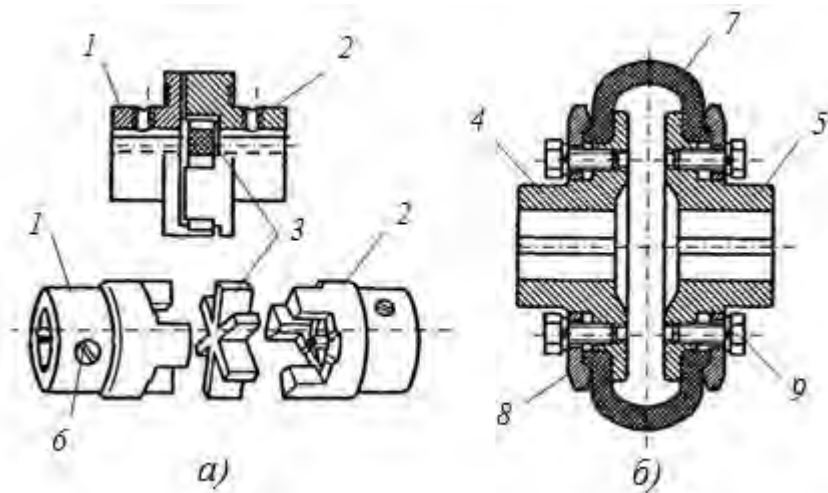


Рис. 2.47. Муфта з гумовою зірочкою (а) та муфта з тороподібною гумово-кордовою оболонкою (б): 1,2,4,5 – напівмуфти; 3 – гумова зірочка; 6 – установочний гвинт; 7 – тороподібний пружний елемент; 8 – натискне кільце; 9 – гвинт

У муфті дві однакові напівмуфти 4 і 5 сполучені тороїдальним пружним елементом 6, краї якого притиснуті до напівмуфт натискними півкільцями 7, і гвинтами 8, рівномірно розташованими по колу. Тороїдальний пружний елемент виготовляється з гуми, армованої нитками корду, укладеного шарами. Залежно від числа шарів корду і кута його нахилу по відношенню до меридіана торової оболонки міняється крутильна жорсткість муфти. У невідповідальних машинах з малими навантаженнями пружний елемент виконують гумовим (без корду). Він дешевше і простіше у виготовленні. Завдяки особливій формі пружного елемента ця муфта має підвищену компенсуючу здатність, допускає значну неспіввісність валів: $\Delta_r \approx 2 \dots 6 \text{ мм}$, $\Delta_\alpha \approx 2 \dots 6^\circ$, кут закручування до $5 \dots 30^\circ$.

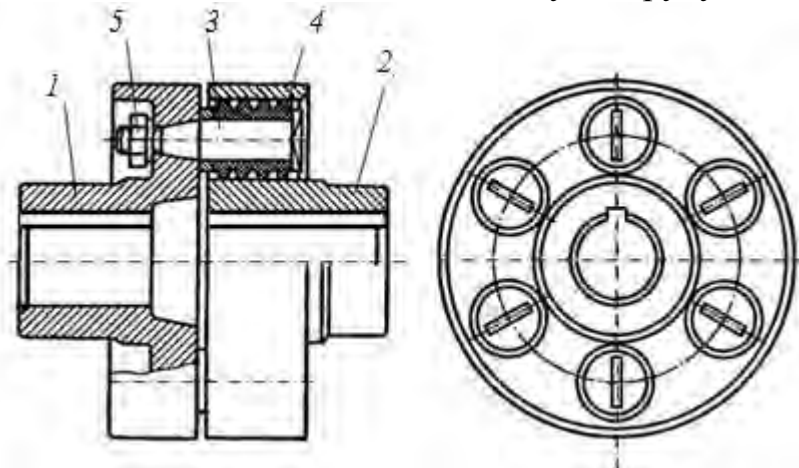


Рис. 2.48. Втулково-пальцева муфта: 1,2 – напівмуфти; 3 – пальці; 4 – гумові втулки; 5 – гайки з шайбами

Втулково-пальцева муфта (рис. 2.48) отримала поширення завдяки легкості виготовлення і заміни гумових елементів, особливо у приводах від електродвигунів з малими і середніми крутними моментами. Вона складається з двох напівмуфт 1 і 2, насаджених на кінці валів з натягом на призматичних

шпонках. У одній напівмуфті на конічних хвостовиках закріплюють пальці 3 з натягнутими на них гумовими гофрованими втулками 4. Ці гумові втулки входять у циліндричні отвори напівмуфти 2.

Муфта компенсує неточності установки валів: у осьовому напрямку зміщення допускається у межах $\Delta = (1-5, \text{max } 15) \text{ мм}$; радіальні зміщення валів допускаються у межах $\Delta = (0,2-0,6) \text{ мм}$ у залежності від розмірів муфти; кут перекошу валів повинен бути не більше 1° . Напівмуфти виготовляють з чавуну марки СЧ 21-40, сталі марок сталь 30, 35Л, пальці – сталь 45, втулка – гума з межею міцності на розтяг не нижче 8,0 МПа.

Керовані або зчіпні муфти дозволяють з'єднувати або роз'єднувати вали за допомогою механізму керування. За принципом роботи ці муфти можна розділити на дві групи: муфти, які засновані на зачепленні (кулачкові або зубчасті) та муфти, які засновані на терті (фрикційні).

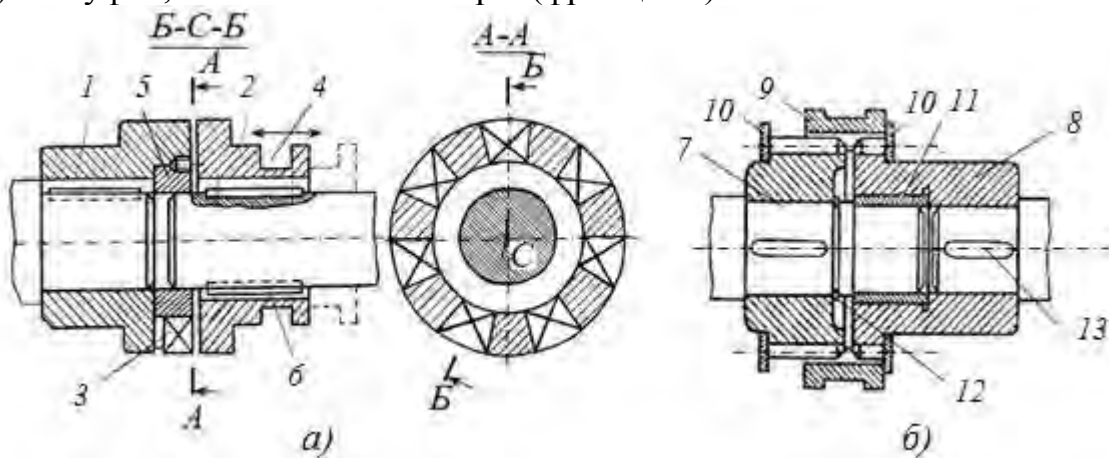


Рис. 2.49. Керовані муфти: кулачкова *а*) та зубчаста *б*):

1 – нерухома напівмуфта; *2* – рухома напівмуфта; *3* – кулачки; *4* – паз для вилки вмикання муфти; *5* – центрувальне кільце; *6* – шпонки; *7,8* – зубчасті напівмуфти; *9* – рухома обойма; *10* – обмежувальні кільця; *11* – центрувальна втулка; *12* – штипорне кільце; *13* – шпонка

Кулачкові муфти (рис. 2.49,*а*) складаються з двох напівмуфт *1* і *2* з торцевими кулачками (виступами) *3*, які входять у западини між кулачками спряженої напівмуфти. Одна напівмуфта *1* закріплюється на валу нерухомо, а інша *2*, може переміщатися уздовж другого валу.

Рухому напівмуфту переміщують за допомогою спеціального пристрою – механізму управління муфтою. Вилка механізму керування розміщується у кільцевому пазу *4* рухомий напівмуфти. При введенні у зачеплення кулачків двох напівмуфт здійснюється передача крутного моменту від одного вала до іншого. Кільце *5* служить для центрування валів. Застосовують такі основні профілі кулачків: трикутні, трапецеїдальні, прямокутні, несиметричні трикутні і трапецеїдальні.

Зубчаста зчіпна муфта (рис. 2.49,*б*) подібна зубчастій компенсуючій муфті, з тією різницею, що тут обойма має можливість осьового переміщення за допомогою механізму відведення (вилки). На рис. 2.49,*б* обойма розташована у положенні «ввмікнено». Диски *10* є обмежувачами, а втулка *11* центрує вали і

одночасно виконує функцію вальниці при їх відносному обертанні (коли муфта вимикається). Застосовують також зубчасті муфти без обойми, у яких одна напівмуфта має внутрішні, а інша – зовнішні зубці. Такі муфти використовуються у коробках передач колісних і гусеничних транспортних машин. У цих пристроях муфти доповнюються конусними або дисковими синхронізаторами. Ця частина муфти служить лише для вирівнювання кутових швидкостей під час вмикання, а в передачі крутного моменту участі не бере.

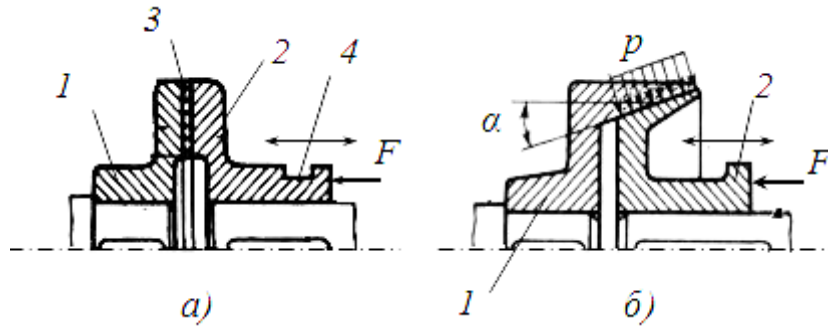


Рис. 2.50. Схеми фрикційної дискової (а) та конічної (б) муфти:

1 – нерухома напівмуфта; 2 – рухома напівмуфта; 3 – фрикційна вкладка; 4 – паз для вилки вимикання муфти

У фрикційних муфтах передача крутного моменту між напівмуфтами здійснюється за рахунок сил тертя, що виникають внаслідок притискання рухомої муфти до нерухомої. Усі фрикційні муфти у залежності від форми робочої поверхні можна розділити на три групи: муфти дискові (рис. 2.50,а), муфти конічні (рис.2.50,б); муфти колодкові, стрічкові тощо. При вмиканні фрикційних муфт крутний момент зростає поступово у міру збільшення сили притискання на поверхні тертя. Це дозволяє з'єднувати вали під навантаженням та при великій різниці початкових кутових швидкостей. У процесі вмикання муфта пробуксовує, розгін відомого вала відбувається плавно, без удару.

Відрегульована на передачу безпечного для міцності вузлів машини граничного крутного моменту, фрикційна муфта може виконувати одночасно функції запобіжного пристрою. Фрикційні муфти широко застосовуються у трансмісіях транспортних засобів. Слід зауважити, що фрикційні муфти не компенсують неспіввісність. Центрування напівмуфт досягається розташуванням їх на одному валу або за допомогою спеціальних центрувальних кілець.

Автоматичні або самокеровані муфти призначаються для автоматичного роз'єднання валів у тих випадках, коли параметри роботи машини стають неприпустимими по тим або інших показниках.

До автоматичних муфт належать: запобіжні муфти, які служать для захисту машин від перевантаження; відцентрові муфти, які призначені для автоматичного вмикання і вимикання виконавчого механізму у залежності від кутовий швидкості двигуна; муфти вільного ходу, які передають крутний момент тільки у одному заданому напрямку (застосовуються у верстатах, автомобілях, мотоциклах, велосипедах тощо).

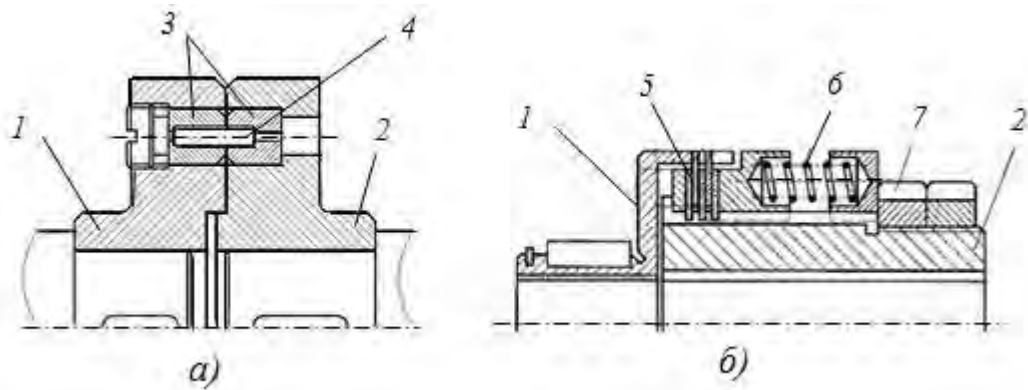


Рис. 2.51. Схеми запобіжної муфти з елементом, що руйнується (а), та фрикційної запобіжної муфти (б): 1, 2 – ведуча та ведена напівмуфти; 3 – втулки; 4 – штифт; 5 – фрикційні диски; 6 – пружини; 7 – регулювальна гайка.

Запобіжна муфта зі спеціальним елементом, що руйнується, складається (рис. 2.51,а) з двох фланцевих напівмуфт 1 і 2, по периметру яких вставлені закалені втулки 3. У середину втулок вставляються запобіжні штифти 4, які при перебільшенні навантаження зрізуються. Для поновлення роботи потрібно поновити штифти.

Фрикційні запобіжні муфти автоматично відновлюють працездатність машини після припинення дії перевантаження, проте точність спрацьовування їх невисока із-за непостійності коефіцієнта тертя на поверхнях дисків. На рис. 2.51,б представлена муфта, у якій напівмуфти 1 і 2 з'єднані пакетом фрикційних дисків 5 стиснутих гвинтовими пружинами 6 строго фіксованою силою. При перевантаженні зовнішні диски проковзують відносно внутрішніх дисків. Муфта передає лише той граничний момент, на який вона налаштована. Варіюючи число фрикційних дисків і силу їх стискування за допомогою гайки 7, муфту можна налаштувати на різний граничний момент.

Роликова муфта вільного ходу (рис. 2.52) складається з зірочки 1 і обойми 2, які являються напівмуфтами, роликів 3, розташованих рівномірно по колу, і притискних пристроїв: штовхача 6 і пружини 7. Ролики утримуються бічними кільцями 4. Обойма з'єднується з іншими деталями машини (наприклад ободом зубчастого колеса) шпонкою 5. Провідною ланкою муфти може бути як зірочка, так і обойма.

Якщо зірочка 1 обертається за годинниковою стрілкою, то ролик 5 заковчується у вузьку частину паза і тут заклинюється. Утворюється жорстке з'єднання шестерні з валом через ролик 3 і обойму 2. При обертанні зірочки в протилежному напрямку, або якщо кутова швидкість обойми перебільшує швидкість обертання зірочки, ролик перековчується у широку частину паза (на рис. 2.52,б положення ролика показане штриховою лінією) і муфта роз'єднується. У цьому випадку обойма може обертатися вільно. Штовхач 6, що має пружину 7, виконує допоміжну роль. Він утримує ролик в постійному стиканні з обоймою. Основним параметром муфти є кут заклинювання α , зазвичай $\alpha=6...10^\circ$.

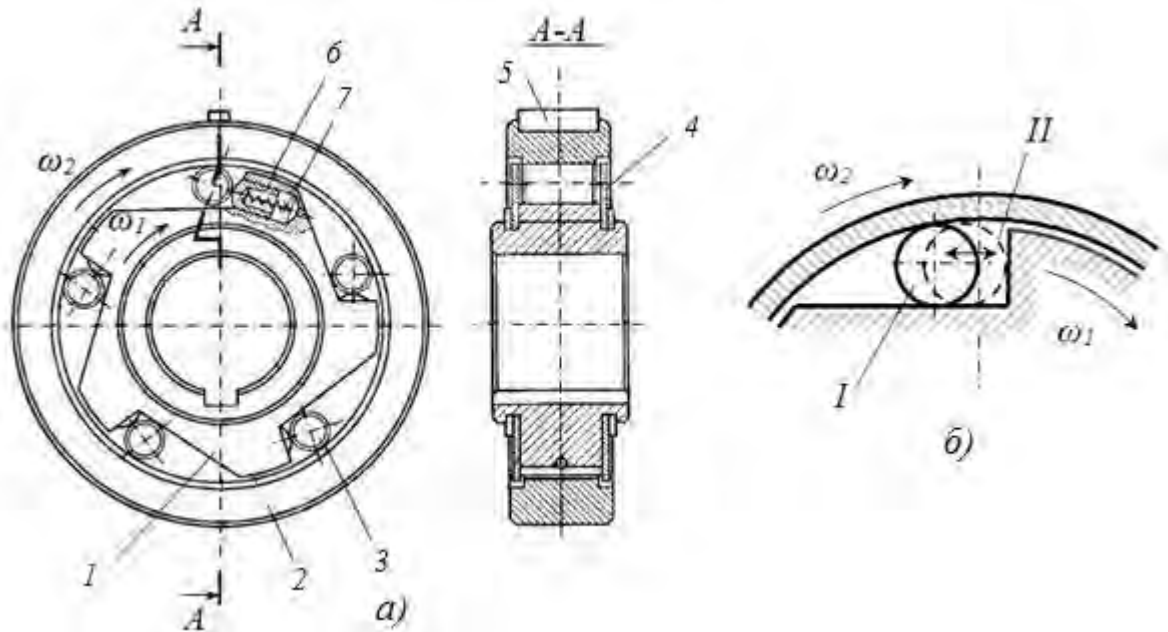


Рис. 2.52. Роликова муфта вільного ходу (а), положення ролика у зазорі між обоймою та зірочкою у робочому положенні I ($\omega_1 \geq \omega_2$) та режимі вільного ходу II ($\omega_2 > \omega_1$): 1 – зірочка; 2 – обойма; 3 – ролик; 4 – бічні кільця; 5 – шпонка; 6 – штовхач; 7 – пружина.

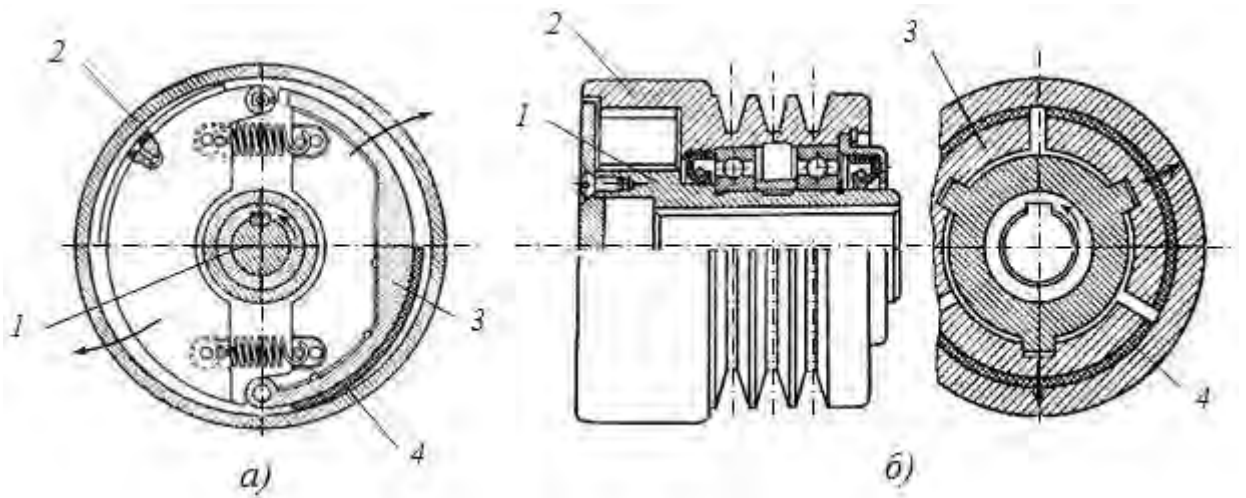


Рис. 2.53. Схеми відцентрових муфт з пружинами (а) та з направляючими пазами (б): 1 – ведуча напівмуфта; 2 – корпус веденої напівмуфти; 3 – колодки; 4 – фрикційні накладки

Відцентрова фрикційна муфта автоматично зчіплюється або розчіплюється за допомогою колодок, на які діє відцентрова сила. За принципом дії відцентрові муфти являють собою фрикційні муфти, у яких механізмом управління служать вантажі-колодки 3 (рис. 2.53). Вмикання фрикційної муфти відбувається за рахунок відцентрової сили вантажів.

З метою зниження маси вантажів застосовують накладки з фрикційного матеріалу 4. При досягненні певної частоти обертання колодки притискаються до корпусу веденої напівмуфти 2 і муфта вмикається. Передача крутного

моменту здійснюється силою тертя, яка пропорційна квадрату кутової швидкості. У сучасному машинобудуванні застосовуються конструкції відцентрових муфт, які служать для розгону механізмів з великими моментами інерції при двигуні з малим пусковим моментом, для підвищення плавності пуску, запобігання розносу машини і т. п.

Вибір стандартних муфт проводиться за призначенням, за величиною кутової швидкості та по розрахунковому моменту, який передається муфтою:

$$T = k_p T_H, \quad (2.106)$$

де T_H – номінальний момент тривалої дії, що передає муфта;

k_p – коефіцієнт режиму роботи (при спокійній роботі та невеликих масах $k_p=1,1\dots1,4$, при змінному навантаженні та середніх масах $k_p=1,5\dots2,0$, при ударних навантаженнях та великих масах $k_p=2,5\dots4,0$).

Питання для самоконтролю

1. Наведіть класифікацію муфт приводів за їх призначенням.
2. Поясніть конструкцію фланцевої глухої муфти.
3. Які види зсувів валів компенсують зубчасті муфти? Зобразіть конструкцію зубчастої компенсуючої муфти.
4. У яких випадках застосовують пружні муфти?
5. Опишіть будову та принцип дії дискової фрикційної муфти зчеплення.
6. Охарактеризуйте види запобіжних муфт та принципи їх дії.
7. Поясніть конструкцію і опишіть принцип дії роликів обгінної муфти.
8. За якими ознаками підбирають стандартні муфти?

2.10. Роз'ємні з'єднання деталей машин

З'єднання деталей машин поділяють на рухомі та 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.

За ознакою роз'ємності всі види з'єднань можна розділити на роз'ємні і нероз'ємні. До роз'ємних з'єднань, які можуть розбиратися без руйнування деталей, що їх складають, належать: різьбові, шпонкові, шліцьові, профільні, штифтові та клинові з'єднання.

До нероз'ємних з'єднань, які не можуть розбиратися без руйнування деталей, що з'єднуються, або їх поверхонь, належать: зварні та заклепкові з'єднання, з'єднання з натягом, паяні та клейові з'єднання.

Різьбові з'єднання є одними з найбільш поширених роз'ємних з'єднань. Вони виконуються за допомогою деталей, що мають зовнішню (болти, гвинти, шпильки та ін.) та внутрішню (гайки, різьбові отвори у корпусних деталях) різьбу (рис. 2.54).

До переваг різьбових з'єднань слід віднести високу надійність, зручність складання та розбирання, можливість створення великих стягуючих зусиль,

відносно невелику вартість, що обумовлюється стандартизацією та масовим виробництвом кріпильних різьбових деталей.

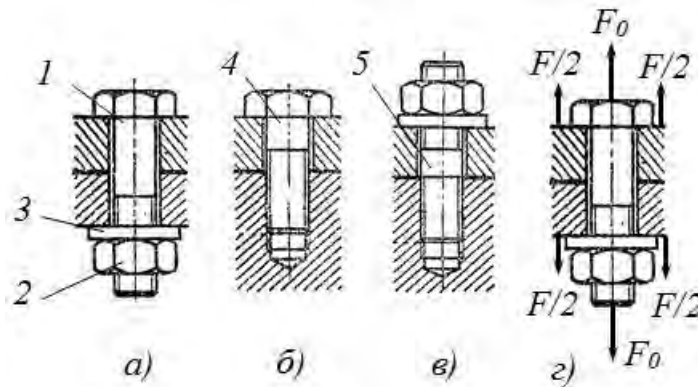


Рис. 2.54. Види різьбових з'єднань: болтове (а), гвинтове (б), шпилькове (в) та розрахункова схема болтового з'єднання (г); 1 – болт; 2 – гайка; 3 – шайба; 4 – гвинт; 5 – шпилька.

Недоліком слід вважати наявність концентраторів напружень у западинах різьби, що знижує втомлювальну міцність різьбового з'єднання, а також необхідність застосування у багатьох випадках засобів стопоріння (для запобігання саморозгвинчуванню з'єднання).

Різьбові з'єднання виконують з застосуванням кріпильних деталей, до яких належать болти або шпильки з гайками, гвинти. При необхідності різьба нарізується на сполучених поверхнях деталей, що з'єднуються (наприклад, з'єднання труб).

Під дією сил тертя між витками різьби та на опорній поверхні гвинта або гайки, зовнішні осьових сил F , зусилля попереднього затягування з'єднання F_0 (приймається $F_0 \approx 1,3F$) стержень гвинта піддається деформаціям кручення та розтягу, а витки різьби – деформаціям зсуву та згинання.

При статичному навантаженні характерними є два типи руйнування різьбових з'єднань – обрив стержня гвинта (частіше) та зрізання витків різьби.

З урахуванням зусилля попереднього затягування діаметр стержня (внутрішній діаметр різьби) визначається за формулою:

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot (F_0 + \chi F)}{\pi \cdot [\sigma]}}, \quad (2.107)$$

де $[\sigma]$ – допустиме напруження, яке визначається за формулою:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_r}{n}, \quad (2.108)$$

де n – коефіцієнт запасу міцності (для гвинтів середніх діаметрів $n=1,5...3$, для гвинтів малих діаметрів $n=4...5$),

χ – коефіцієнт зовнішнього навантаження F , який враховує частку навантаження, що припадає на болт при спільній деформації болта та деталей, що з'єднуються (при з'єднанні без прокладки $\chi = 0,2...0,3$; з пружною прокладкою $\chi = 0,4...0,5$).

Перевірка міцності різьби на зрізання виконується за формулою:

$$\tau = \frac{F_0 + \chi F}{\pi \cdot d_1 \cdot H \cdot k \cdot m} \leq [\tau_{зр}] \quad (1.109)$$

де H – висота гайки;

k – коефіцієнт повноти різьби, який залежить від типу різьби (наприклад, для трикутної різьби $k = 0,75$);

m – коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження;

$[\tau_{зр}]$ – допустиме напруження зрізання, $[\tau_{зр}] = (0,2 \dots 0,3) \sigma_T$.

Шпонкове з'єднання (рис. 2.55) утворюється за допомогою спеціальної деталі – шпонки, яка закладається у пази, які виконані на поверхнях деталей, що з'єднуються. Воно забезпечує нерухоме з'єднання деталей для передачі крутного моменту.

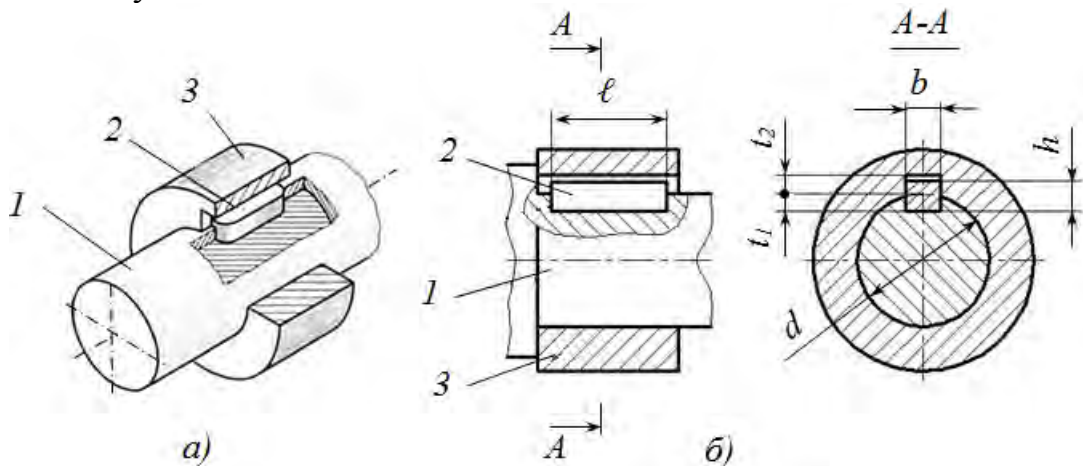


Рис. 2.55. Загальний вигляд (а) та креслення шпонкового з'єднання (б):

1 – вал; 2 – шпонка (призматична); 3 – втулка

До переваг шпонкових з'єднань слід віднести простоту і надійність конструкції, зручність складання і розбирання, невисоку вартість. Недоліки з'єднання визначаються ослабленням суцільних перерізів деталей, що з'єднуються, та наявністю концентраторів напружень. Тому, з метою обмеження послаблення деталей, розміри шпонкових з'єднань стандартизовані. Розміри: товщина b та висота h шпонки, глибина пазів t_1, t_2 визначаються за стандартом у залежності від діаметра валу, а також типу шпонки.

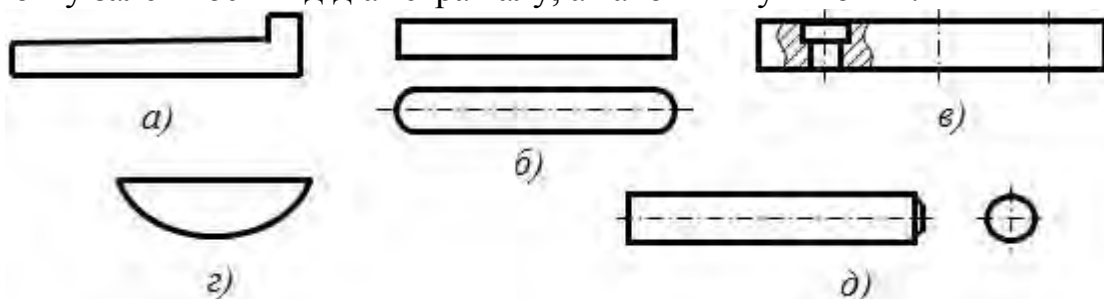


Рис. 2.56. Типи шпонок: клинова врізана (а), призматична (б), призматична напрямна (в), сегментна (г), кругла (д)

Найбільш поширені у машинобудівних конструкціях такі типи шпонок (рис. 2.56):

– клинова врізана, створює напружений стан за верхньою та нижньою гранями шпонки і передає крутний момент за рахунок сил тертя на них (рис. 2.56,*a*);

– призматична звичайна із заокругленими кінцями, сприймає навантаження бічними гранями (рис. 2.56,*б*);

– призматична напрямна врізана із закріпленням на валу, допускає переміщення втулки вздовж осі валу (рис.2.56,*в*);

– сегментна (рис. 2.56,*г*);

– кругла (не стандартизована) (рис. 2.56,*д*).

Призматичні звичайні шпонки працюють на зминання бічних граней та зрізання. Розміри поперечного перерізу шпонки ($b \times h$) вибираються з таблиць стандарту залежно від діаметра вала d . Довжина шпонки визначаються за умов попередження зминання та зрізання. При заданому крутному моменті T потрібна довжина шпонки l визначається за поданими нижче формулами:

$$\text{за умови попередження зминання } l \geq \frac{4T}{h \cdot d \cdot [\sigma_{зм}]}, \quad (2.110)$$

$$\text{за умови попередження зрізання } l \geq \frac{2T}{b \cdot d \cdot [\tau_{зр}]}, \quad (2.111)$$

де $[\sigma_{зм}]$, $[\tau_{зр}]$ – допустимі напруження зминання та зрізання.

З двох значень довжини шпонки потрібно вибрати більше.

Для виготовлення шпонок застосовується прокат зі сталей з границею міцності не нижче 500МПа. При сталевій втулці приймається $[\sigma_{зм}]=80\dots100\text{МПа}$, при чавунній втулці приймається $[\sigma_{зм}]=45\dots55\text{МПа}$. Значення $[\tau_{зр}]$ приймається в залежності від характеру навантаження: для спокійного навантаження $[\tau_{зр}]=120\text{МПа}$, для помірних поштовхів $[\tau_{зр}]=85\text{МПа}$, для ударного навантаження $[\tau_{зр}]=50\text{МПа}$.

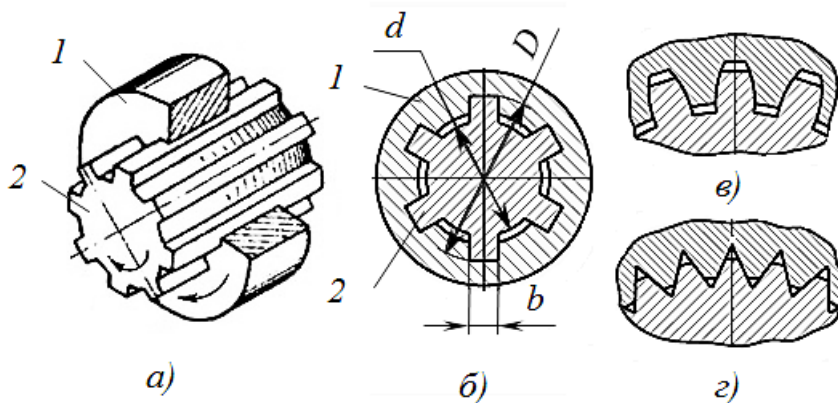


Рис. 2.57. Загальний вигляд (*a*) та розрізи шліцьових з'єднань: прямобічних (*б*), евольветних (*в*), трикутних (*г*): 1 – маточина (наприклад зубчастого колеса); 2 – вал

Шліцьове з'єднання (рис. 2.57,*a*) - з'єднання вала і втулки за допомогою шліців і зубів, що радіально розташовані на поверхні валу. Умовно шліцьове з'єднання можна уявити як багатошпонкове, у якого шпонки виготовлені

безпосередньо на валу. Таке з'єднання має велику міцність, призначається для передачі значних крутних моментів, забезпечує співвісність вала і втулки, з можливістю осевого переміщення деталі уздовж осі. Найбільше використовується у коробках передач.

До переваг шліцьових з'єднань слід віднести більшу міцність шліцьових валів у порівнянні зі шпонковими, а також краще центрування деталей. Недоліком слід вважати складність виготовлення деталей шліцьового з'єднання та збільшення кількості концентраторів напружень.

Шліцьові з'єднання відрізняють по формі шліців (рис. 2.57, б, в, г): прямобічні, евольвентні і трикутні

Шліцьове з'єднання розраховується за умовою міцності на зминання бокових граней шліців:

$$\sigma_{зм} = \frac{4T\psi}{zh\ell(D+d)} \leq [\sigma_{зб}], \dots \dots \dots (2.112)$$

де, T – крутний момент, що передає з'єднання;

ψ – коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження між шліцями $\psi=1,2\dots 1,3$;

z – число шліців;

h – висота поверхні контакту;

ℓ – робоча довжина шліца, яка дорівнює довжині маточини деталі, що з'єднується з валом;

$[\sigma_{зм}]$ – допустиме напруження зминання приймається для нерухомих з'єднань $[\sigma_{зм}] = 100\dots 140 \text{ МПа}$, а для рухомих під навантаженням $[\sigma_{зм}] = 5\dots 15 \text{ МПа}$.

Профільні з'єднання. У профільному з'єднанні охоплююча та охоплювана поверхні деталей мають не круглий профіль перерізу (рис. 2.58). Внаслідок цього забезпечується передача великих крутних моментів без використання додаткових деталей (наприклад, з'єднання гребного гвинта судна з кінцевим валом).

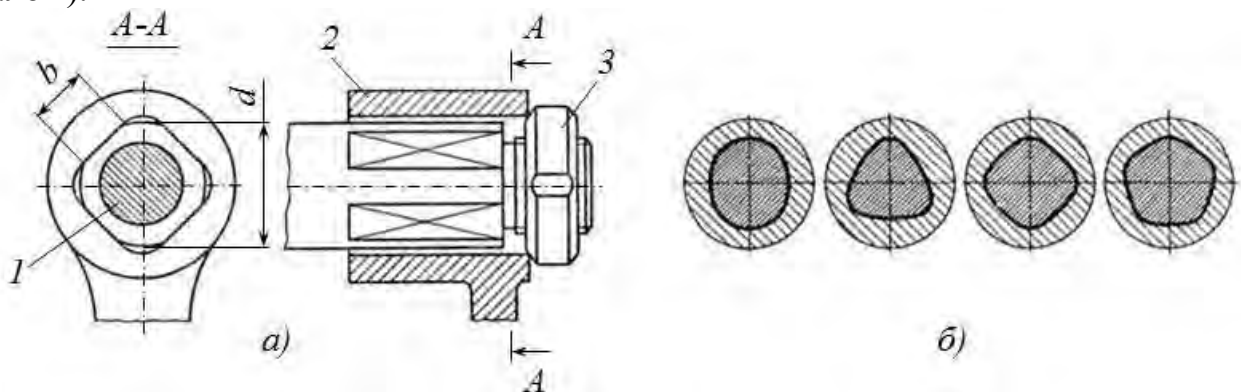


Рис. 2.58. Профільне з'єднання на квадрат (а) та види профільних з'єднань за формою (б): 1 – вал; 2 – маточина; 3 – вузол фіксації з'єднання

У порівнянні зі шпонковими та шліцьовими з'єднаннями профільне відрізняється меншою концентрацією напружень і кращим центруванням.

Недолік з'єднання полягає у складності виготовлення профільних поверхонь, які сполучаються.

Профільне з'єднання зі складним контуром розраховується за напруженнями зминання на робочих поверхнях. Для з'єднання на квадрат (рис. 1.79,а) приймають $b=0,75d$. Умова міцності має вигляд:

$$\sigma_{зм} = \frac{3T}{b^2 \ell} \leq [\sigma_{зм}] \quad (2.113)$$

Рекомендується приймати довжину з'єднання $\ell=d...2d$, а допустиму напругу для термообробленої сталі $[\sigma_{зм}] = 140\text{МПа}$.

Штифтове з'єднання (рис. 2.59) виконується за допомогою додаткової деталі – штифта.

Штифтове з'єднання застосовується при передачі невеликих навантажень. З'єднання використовується для передачі осевого навантаження (рис. 2.59,б,в) або крутного моменту (рис. 2.59,а,г,д), а також для забезпечення точного взаємного розташування деталей, що з'єднуються.

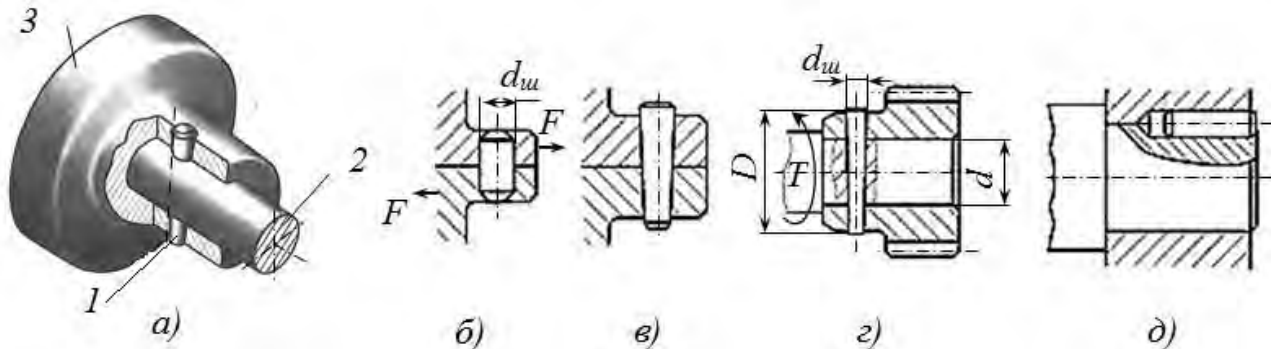


Рис. 2.59. Штифтові з'єднання: загальний вигляд (а), схеми з'єднань штифтами (б - д): 1 – штифт; 2 – вал; 3 – маточина деталі

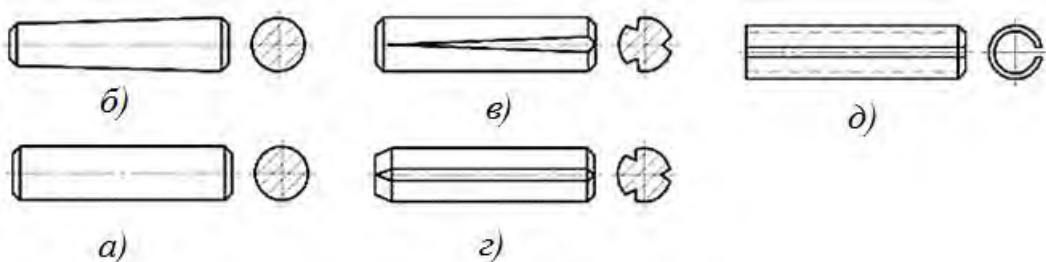


Рис. 2.60. Види штифтів:
циліндричний гладкий (а); конічний (б); просічні (в,г); пружинні (д)

Штифти бувають двох типів:

- кріпильні;
- установчі.

Залежно від форми розрізняють (рис 2.60):

- конічні;
- циліндричні.

Конічні штифти забезпечують самогальмування, їх виготовляють з конусністю 1:50.

За видом поверхні робочої частини штифти виготовляють:

- гладкі;
- просічні.

Просічні – це штифти з нанесеними чи видавленими канавками. У цьому випадку не потрібне розгортання отворів під штифти (як для гладких штифтів). Канавки на штифтах створюють надійне зчеплення, що попереджує їх випадання під час роботи.

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

Штифти розраховуються на зрізання та зминання.

При дії сили осевого зміщення (схема рис. 2.59,б) умови міцності штифтового з'єднання мають вигляд:

$$\tau = \frac{4k_p F}{\pi \cdot d_u^2} \leq [\tau_{зр}], \quad (2.114)$$

$$\sigma = \frac{k_p F}{d_u \cdot \delta_{min}} \leq [\sigma_{зм}], \quad (2.115)$$

де k_p – коефіцієнт режиму навантаження ($k_p = 1 \dots 2$);

δ_{min} – найменша товщина деталі.

Умови міцності при передачі крутного моменту T (схема рис. 2.61,з):

$$\tau = \frac{4k_p T}{\pi \cdot d_u^2 \cdot d} \leq [\tau_{зр}], \quad (2.116)$$

$$\sigma = \frac{2T}{d_u \cdot d \cdot (D - d)} \leq [\sigma_{зм}]. \quad (2.117)$$

Штифтів виготовлення з якісної сталі марок: сталь 30, 35, 45, 50. Відповідно можна приймати $[\sigma_{зм}] = 140 \text{ МПа}$ і $[\tau_{зр}] = 80 \text{ МПа}$.

Питання для самоконтролю

1. Чим відрізняються шпилькове та болтове з'єднання?
2. На які види деформації розраховують болтові з'єднання?
3. Вкажіть галузь використання шліцьових з'єднань.
4. Поясніть конструкцію профільних з'єднань.
5. Вкажіть види штифтів. Наведіть приклади використання.

2.11. Нероз'ємні з'єднання

Зварні з'єднання. Зварювання – це процес отримання нероз'ємних з'єднань за допомогою встановлення міжатомних зв'язків між частинами, що з'єднуються, при їх місцевому або загальному нагріванні, пластичній деформації або спільній дії того й іншого. Поверхні деталей, що зварюються піддають місцевому нагріванню до розплавленого або пластичного стану. Найчастіше за допомогою зварювання з'єднують деталі з металів. Однак

зварювання застосовують і для неметалів – пластмас, кераміки або їх поєднання.

Зварне з'єднання вважається найбільш досконалим нероз'ємним з'єднанням. До його переваг належать рівна міцність вздовж сполучених поверхонь, економія матеріалів і зменшення маси у порівнянні з заклепковими з'єднаннями, висока продуктивність і технологічність процесу зварювання. Недоліками з'єднання вважаються появлення температурних напружень і їх концентрація, низька несуча здатність при вібраційному навантаженні, а також жолоблення тонкостінних деталей.

Найбільш поширеними способами зварювання є електродугове, електроконтактне та газове. Також застосовують нові способи зварювання – тертям, вибухом, ультразвуком та ін.

При електродуговому зварюванні під дією тепла електричної дуги оплаваються сполучені поверхні і їх метал разом з металом електрода, який обмазується захисним покриттям або 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 у середовищі захисного газу – аргону або гелію. Металеві деталі практично необмеженої товщини дозволяє зварювати електрошлакове зварювання.

При газовому зварюванні розігрівання поверхонь, що з'єднуються, і прутка присаджувального матеріалу здійснюється за рахунок згорянням газу у струмені кисню. Таке зварювання застосовується для герметичного з'єднання деталей відносно малої товщини.

При електродуговому зварюванні залежно від взаємного розташування деталей відрізняються з'єднання стикове (рис. 2.61,а), внапусток (рис. 2.61,б; рис. 2.62), таврове(рис. 2.61,в) та кутове (рис. 2.61,г). При збільшенні товщини деталей потребується додаткова обробка поверхонь.

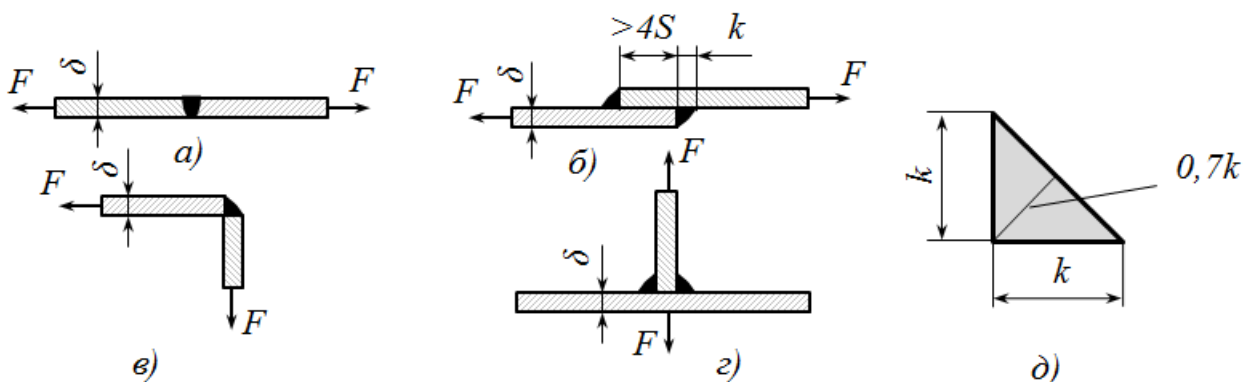


Рис. 2.61. Схеми зварних з'єднань: стикове (а), внапусток (б), кутове (в), таврове (г), розрахункова схема перерізу зварного шва (д)

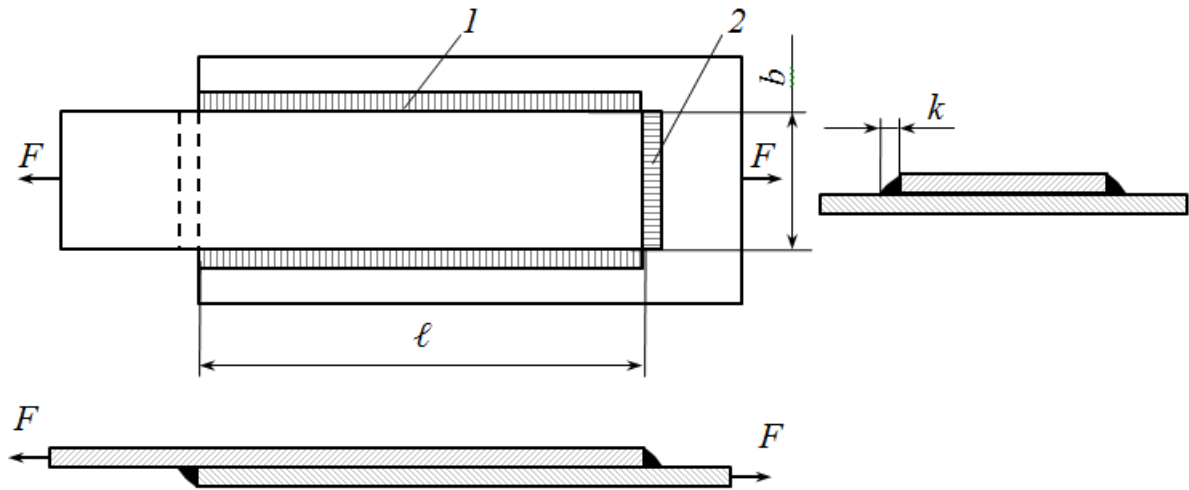


Рис. 2.62. Зварне з'єднання двох листів внапусток:
1 – фланговий шов; 2 – лобовий шов

При розрахунках стикового з'єднань, яке навантажуються розтягувальною силою F , перевіряється умова міцності по нормальним напруженням розтягу:

$$\sigma = \frac{F}{\delta \cdot \ell} < [\sigma'], \quad (2.118)$$

де δ – товщина зварюваних деталей;

ℓ – довжина зварювального шва;

$[\sigma']$ – допустиме нормальне напруження зварювального шва, приймається $[\sigma'] \approx [\sigma]$ для матеріалу деталей.

При розрахунках для з'єднань внапусток, навантажених силою F , перевіряється умова міцності на зріз. Вважають, що руйнування зварних швів внаслідок зрізу, відбувається у площині, яка проходить через бісектрису прямого кута (рис. 2.61, д). Тоді умова міцності має вигляд:

$$\tau = \frac{F}{2 \cdot 0,7k \cdot \ell} = \frac{F}{1,4k\ell} \leq [\tau'], \quad (2.119)$$

де k – катет зварювального шва,

$[\tau']$ – допустиме дотичне напруження зварювального шва ($[\tau'] \approx 0,65[\sigma]$).

На рисунку 2.62 зображено з'єднання двох листів внапусток лобовими та фланговими швами.

Умова міцності для цього випадку зварного з'єднання має вигляд:

$$\tau = \frac{F}{0,7k \ell_p} \leq [\tau], \quad (2.120)$$

де ℓ_p – розрахункова довжина шва.

Для нашого випадку з урахуванням розподілу навантаження між фланговими та лобовим швами рекомендується приймати:

$$\ell_p = 0,3b + 1,5\ell. \quad (2.121)$$

Заклепкові з'єднання. Заклепкове з'єднання виконується з використанням додаткової деталі – заклепки (рис. 2.63).

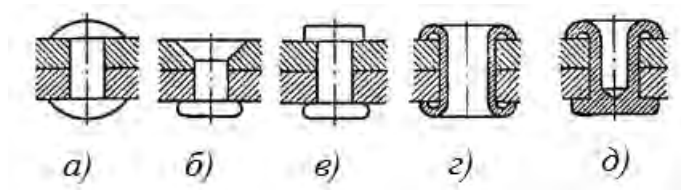


Рис. 2.63. Види заклепок: *а* – з напівкруглою головкою; *б* – з потайною головкою; *в* – з циліндричною головкою; *г* – пустотіла двостороння(пістон); *д* – пустотіла одностороння

Форма та розміри заклепок стандартизовані. Для їх виготовлення застосовуються сталі марок Ст 2, 3, 10, а також алюмінієві і мідні сплави.

У порівнянні зі зварними з'єднаннями переваги заклепкових полягають у можливості з'єднання деталей, що не можна нагрівати до високих температур, менших руйнуваннях деталей при розбиранні, а також меншій концентрації напружень, внаслідок – краща міцність з'єднань при дії вібрації. Недоліками є мала продуктивність технологічного процесу, великі витрати металу, більша вартість. Заклепкові з'єднання широко використовуються у машинобудуванні (найбільш авіабудуванні), будівельних конструкціях, приладах та у виробках легкої промисловості.

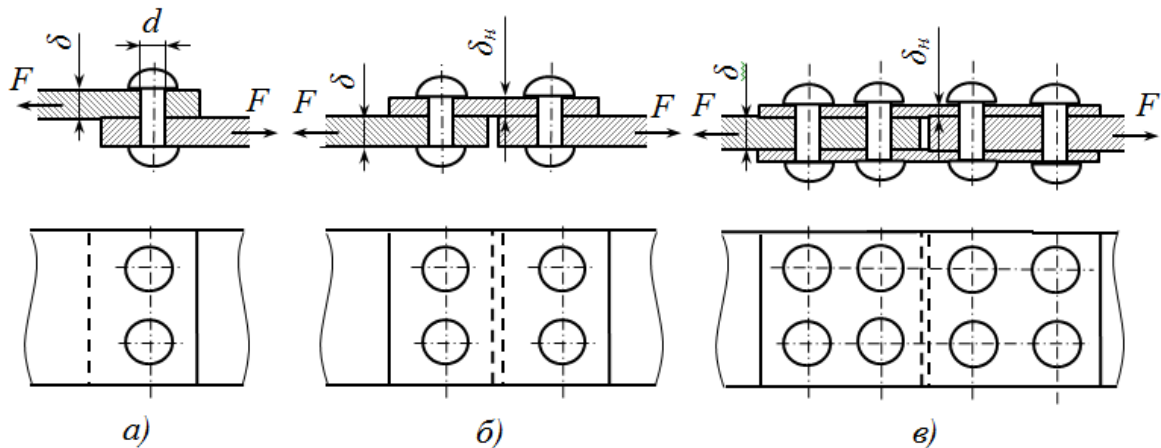


Рис. 2.64. Основні види заклепкових з'єднань: з'єднання внапусток (*а*) з одною (*б*) та двома накладками (*в*)

До основних типів заклепкових з'єднань належать з'єднання внапусток (рис. 2.64,*а*), з одною (рис. 2.64,*б*) та двома накладками (рис. 2.64,*в*). Також застосовуються однорядні, дворядні та інші типи заклепкових з'єднань.

Заклепки у з'єднаннях, на які діють осьові сили (рис. 2.64), розраховується на зрізання і перевіряється на зминання. Умова міцності при розрахунках на зрізання перевіряється за формулою:

$$\tau = \frac{4F}{z \cdot \pi \cdot d^2} \leq [\tau_{зр}], \quad (2.122)$$

де F – навантаження на деталі, що з'єднуються;
 z – кількість площин зрізання.

Отвори у листах виконують діаметром на 0,5...1мм більше діаметра заклепки. У розрахункові формули входить діаметр отвору, бо у виконаному з'єднанні заклепка практично повністю заповнює отвір.

Умова міцності при розрахунках на зминання перевіряється за формулою:

$$\sigma = \frac{F}{z \cdot \delta_{\min} \cdot d} \leq [\sigma_{зм}], \quad (2.123)$$

де δ_{\min} – мінімальна товщина деталей з'єднання (листа або накладки).

Величини допустимих напружень призначаються залежно від матеріалу заклепок і способу обробки отворів під них. Наприклад, для сталених заклепок (сталі марок Ст 2, 3) при отворах, що отримують свердлінням, приймаються $[\tau_{зр}] = 140 \text{ МПа}$ і $[\sigma_{зм}] = 300 \text{ МПа}$.

З'єднання з натягом забезпечує нерухоме скріплення деталей за рахунок сил тертя, що виникають між охоплюючою та охоплюваною поверхнями при складанні деталей за посадками з натягом. Такий спосіб з'єднання застосовують для з'єднання валів із зубчастими колесами або венців черв'ячних коліс з маточинами. Для утворення з'єднання вал виготовляють з розміром d декілька більшим (на 5 – 200мкм у переважних посадках) від діаметру втулки D .

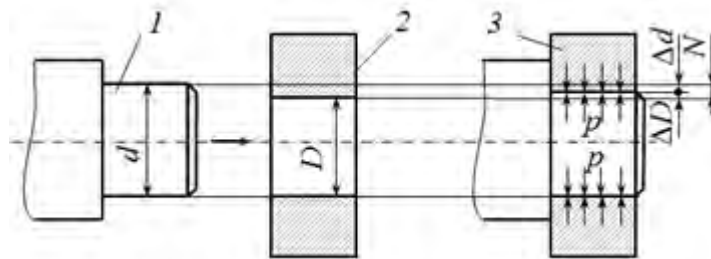


Рис. 2.65. Схема з'єднання з натягом:
1 – вал; 2 – втулка; 3 – з'єднання після складання

Після складання з'єднання у деталях виникають пружні деформації: діаметр валу зменшується на Δd , а втулки збільшується на ΔD (рис. 2.65). Внаслідок між поверхнями валу та втулки виникає тиск p , який породжує силу тертя, що забезпечує нерухомість з'єднання та передачу зусиль між деталями. Зрозуміло, що тиск (а відповідно сила тертя), буде залежить від початкової різниці діаметрів валу і втулки N – натягу.

Чисельне значення тиску визначається за формулою Ляме:

$$p = \frac{N}{d_n \left(\frac{c_1}{E_1} + \frac{c_2}{E_2} \right)}, \quad \text{кПа} \quad (2.124)$$

де, d_n – номінальний діаметр з'єднання, мм;

E_1 і E_2 – модулі пружності матеріалів втулки та вала, МПа;

c_1 і c_2 – коефіцієнти Ляме, які визначають за геометричними розмірами вала та втулки :

$$c_1 = \frac{1 + \left(\frac{d_1}{d_n}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_1}{d_n}\right)^2} - \mu_1, \quad c_2 = \frac{1 + \left(\frac{d_n}{d_2}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_n}{d_2}\right)^2} + \mu_2, \quad (2.125)$$

де d_n , d_1 і d_2 – відповідно номінальний діаметр з'єднаних поверхонь вала та втулки, діаметри поверхні внутрішнього отвору вала та зовнішньої поверхні втулки, мм;

μ_1 і μ_2 – коефіцієнти Пуассона (для сталей $\mu=0,25-0,3$; для чавунів $\mu=0,25-0,27$, для бронзи $\mu=0,33-0,35$).

Нерухомі з'єднання з натягом розраховують, виходячи з необхідності задоволення двох умов – міцності деталей (на розтяг для зовнішньої деталі та стиск – внутрішньої) та міцності їх зчеплення за умови передачі заданого навантаження від однієї до другої деталі.

Щоб забезпечити нерухомість з'єднання, необхідно створити тиск між поверхнями з'єднаних деталей, який забезпечує достатню силу тертя для передачі проєктного навантаження. Необхідний тиск визначається:

$$p \geq p_{min} = \frac{R}{\pi \cdot d_n \cdot \ell \cdot f}, \quad \text{МПа} \quad (2.126)$$

де, p – тиск між поверхнями вала та втулки;

R – рівнодіюча сила, що передається між валом до втулкою, кН;

d_n – номінальний діаметр з'єднання, мм;

ℓ – довжина спільної поверхні контакту між валом та втулкою, м;

f – коефіцієнт тертя (зчеплення) між поверхнями вала та втулки.

У загальному випадку рівнодіюча сила розраховується:

$$R = \sqrt{F_{oc}^2 + (2 \cdot M_{кр} / d_n)^2}, \quad \text{кН} \quad (2.128)$$

де F_{oc} – осьова сила, кН;

$M_{кр}$ – крутний момент, кН·м.

Коефіцієнт тертя у з'єднаннях з натягом залежить від матеріалів вала та втулки, шорсткості їх поверхонь, наявності між ними мастила, забруднень поверхонь, температури матеріалів тощо. За результатами експериментів встановлено, що для сталі та чавуну без мастила $f = 0,12...0,15$; для змащених поверхонь $f = 0,05...0,08$. При складанні з'єднання пресуванням приймають: пресування у холодному стані $f = 0,08$, при пресуванні у нагрітому стані $f=0,14$.

Необхідний мінімальний натяг для отримання у з'єднанні тиску p_{min} з формули Ляме (2.124) визначається:

$$N_{min} = p_{min} \cdot d_n \cdot \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right) \cdot 10^3, \quad \text{мкМ} \quad (2.129)$$

де p_{min} - мінімальне значення тиску на поверхні контакту вала та втулки, МПа.

Другою умовою працездатності з'єднань з натягом є міцність деталей після складання. За теорією найбільших дотичних напружень умовою міцності

деталей є відсутність пластичних деформацій, тобто внутрішні напруження не мають перевищувати граничні величини для їх матеріалів. Найбільші допустимі напруження у втулці та валу визначають за величиною границь текучості:

$$p_{\max,2} = 0,58 \cdot \sigma_{m,2} \left(1 - \frac{d_n^2}{d_2^2} \right), \text{ - для втулки; } \text{ МПа} \quad (2.130)$$

$$p_{\max,1} = 0,58 \cdot \sigma_{m,1} \left(1 - \frac{d_1^2}{d_n^2} \right), \text{ - для валу; } \text{ МПа} \quad (2.131)$$

де $p_{\max,2}$ і $p_{\max,1}$ – граничні допустимі тиски відповідно для втулки та вала, МПа;

$\sigma_{m,2}$ і $\sigma_{m,1}$ – межі текучості матеріалів, відповідно втулки та вала, МПа.

За величиною допустимого тиску визначається максимальний допустимий натяг:

$$N_{\max,\partial} = p_{\max,\partial} \cdot d_n \cdot \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right) \cdot 10^3. \quad \text{мкм} \quad (2.132)$$

Стандартну посадку обирають так, щоб мінімальний натяг стандартної посадки, був більший за розрахунковий мінімальний натяг з урахуванням змінання мікронерівностей при збиранні з'єднання. Поряд з цим максимальний натяг стандартної посадки не повинен перебільшувати максимальний допустимий. Таким чином, умови вибору посадки мають вигляд:

$$N_{\min,cm} \geq N_{\min} + \Delta N; N_{\max,cm} \leq N_{\max,\partial}. \quad (2.133)$$

Наближене значення поправки на змінання розраховується:

$$\Delta N = k (R_{z,2} + R_{z,1}), \quad (2.134)$$

де ΔN - додатковий натяг у з'єднанні для компенсації змінання нерівностей шорсткості поверхонь вала та втулки, мкм;

k - коефіцієнт, що враховує матеріал з'єднаних деталей, способи отримання поверхонь, їх температуру, методи складання з'єднання, наявність на поверхнях мастила, тощо ($k = 0,4 \dots 0,9$ - більші значення для м'яких матеріалів, менші – при наявності мастил, термічної зборки);

$R_{z,2}$ і $R_{z,1}$ - висота нерівностей поверхонь відповідно втулки та вала, мкм.

Окрім гладких, у таких з'єднаннях застосовують накатані деталі. Надійність з'єднання при цьому забезпечується за рахунок вдавнення зубців накатки у циліндричну поверхню сполученої деталі.

Паяні з'єднання. При паянні деталі з'єднуються розплавленим припоєм. Паяння – це процес виготовлення нероз'ємного з'єднання деталей з нагріванням нижче температури їх автономного плавлення за рахунок змочування, розтікання й заповнення зазору між ними розплавленим припоєм і зчеплення деталей при кристалізації шва.

Паяння широко застосовують у різних галузях промисловості. У машинобудуванні його використовують при виготовленні лопаток і дисків турбін, трубопроводів, радіаторів, ребер двигунів повітряного охолодження, рам велосипедів, посудин промислового призначення, газової апаратури тощо. В електропромисловості та приладобудуванні паяння є у ряді випадків єдиним

можливим методом з'єднання деталей. Його застосовують при виготовленні електро- і радіоапаратури, деталей електромашин, плавких запобіжників тощо.

До переваг паяння належать: зберігання структури й механічних властивостей металу, достатня міцність з'єднання, герметичність, чистота з'єднання, яка не потребує наступної обробки, малі остаточні деформації та збереження розмірів і форми деталі, відносна простота і технологічність процесу. Сучасні способи дають змогу паяти вуглецеві, леговані й нержавіючі сталі, кольорові метали та їх сплави. До недоліків слід віднести невисоку механічну та термічну міцність, високу вартість припоїв і флюсів.

Відрізняють легкоплавкі (м'які) припої з температурою плавлення до 300°C і тугоплавкі (тверді) припої з температурою плавлення більше 500°C .

Поширеними м'якими припоями є сплави олова та свинцю - ПОС (зі змістом олова 18...90%; наприклад, припій ПОС - 60 містить 60% олова і близько 40% свинцю); олова, свинцю та кадмію - ПОСК; олова, свинцю та вісмуту – ПОСВ. Останні припої застосовують для паяння міді, сплавів, сталі.

Тверді припої застосовуються для паяння міді, сталей, нержавіючих сталей. До складу твердих припоїв можуть входити такі складові: срібло, мідь, кадмій (ПСр50Кд34); мідь і нікель (ПН25) та ін. Такі припої забезпечують шви з відносно високими механічною та термічною міцністю.

З підвищенням температури швидкість окислення поверхонь деталей, що паяються, значно зростає, на поверхнях утворюється плівка окислів. У результаті цього припій не пристає до деталі. Для видалення оксидів застосовують хімічні речовини, які називаються флюсами. Флюси поліпшують умови змочування поверхні металу, що паяються, захищають поверхню паяного металу та розплавленого припою від окислення при нагріванні та у процесі паяння, розчиняють існуючі на поверхні металу та припою оксидні плівки. Розрізняють флюси для м'яких і твердих припоїв, а також для паяння алюмінієвих сплавів, нержавіючих сталей і чавуну.

До флюсів м'яких припоїв належать хлористий цинк, нашатир, каніфоль, паяльні пасти тощо. При паянні нержавіючих і жароміцних сталей застосовують суміш з 50 % плавленої бури і 50 % борної кислоти, розчинених у розчині хлористого цинку до густої пасти. При паянні сірого чавуну до бури додають хлористий калій, перекис марганцю або оксид заліза.

До флюсів для твердих припоїв належать бура, борна кислота та деякі інші речовини. Для паяння алюмінієвих сплавів застосовують складні за хімічним складом суміші: фтористого натрію, хлористих літію, калію, цинку та ін.

Клейові з'єднання. З'єднання конструкційних матеріалів склеюванням широко використовується у різних галузях: деревообробці та меблевому виробництві, будівництві, машинобудуванні. Основною перевагою цього з'єднання є їх щільність, можливість склеювання різнорідних металевих і неметалевих матеріалів у різноманітних сполученнях. Недоліком є низька теплостійкість (60°C для більшості клеїв, 250°C для теплостійких клеїв), а також відносно невисока міцність.



Клей - розчин, дисперсія чи розплав переважно високомолекулярних органічних або неорганічних речовин природних або штучних, які застосовують для з'єднання (склеювання) матеріалів. З'єднання відбувається внаслідок утворення між склеюваними поверхнями та клейовим прошарком міцних адгезійних зв'язків, обумовлених міжмолекулярною та міжатомною взаємодією. Адгезійні зв'язки посилюються взаємною дифузією атомів матеріалів, що контактують.

Вибір клею здійснюється залежно від виду матеріалів, що склеюються, і робочих температур. Так, клеї марок БФ-2 і БФ-4 (розчини синтетичних смол у спирті або ацетоні) застосовуються для склеювання металів і сплавів між собою та неметалічними матеріалами. Епоксидні клеї ЕД-5, ЕД-6 використовуються для склеювання сталі, міді, алюмінію та його сплавів, пластмас. В електро- та приладобудуванні використовуються епоксидний К-8 і фенол-вінілацетатний ВК-20 струмопровідні клеї, ціаноакрилат. У деревооброблювальній та меблевій промисловості використовують полівінілацетатні (ПВА), фенолформальдегідні полівінілацетатні та інші клеї. У швейній галузі найчастіше використовують клеї ВФ-6, ПВБ, полівінілхлоридний пластикат, пасту на основі полівінілхлоридної смоли П-548 та поліетилен високого тиску.

Питання для самоконтролю

- 1. Поясніть переваги та недоліки зварних з'єднань.*
- 2. У чому полягає методика розрахунку зварних з'єднань?*
- 3. У яких випадках доцільно використовувати заклепкові з'єднання?*
- 4. На які види деформації розраховують заклепкові з'єднання?*
- 5. Наведіть приклади використання з'єднань деталей з натягом.*
- 6. Від чого залежить величина сил тертя, що перешкоджає відносному зсуву деталей у з'єднаннях з натягом?*
- 7. Яким умовам повинні задовольняти граничні значення натягів пресової посадки?*
- 8. Вкажіть переваги паяних з'єднань та де вони використовуються?*
- 9. Поясніть які процеси є основою утворення клейового з'єднання.*

ЗМІСТ

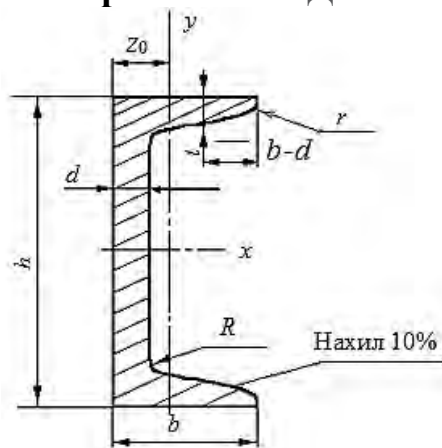
ПЕРЕДМОВА	3
ВСТУП	5
1. Основи опору матеріалів	9
1.1. Основні визначення.....	9
1.2. Деформація розтягу (стиску).....	13
1.3. Механічні характеристики міцності.....	18
1.4. Чистий зсув. Закон Гука при зсуві.....	24
1.5. Деформація кручення.....	27
1.6. Згин. Нормальні та дотичні напруження при згині.....	29
1.7. Складні види деформацій.....	42
2. Деталі машин	49
2.1. Механізми перетворення руху.....	51
2.2. Фрикційні передачі.....	59
2.3. Передачі з гнучким зв'язком	63
2.4. Зубчаті передачі.....	75
2.5. Черв'ячні передачі.....	90
2.6. Редуктори.....	97
2.7. Вали та осі.....	102
2.8. Опори валів.....	105
2.9. Муфти.....	116
2.10. Роз'ємні з'єднання деталей машин.....	125
2.11. Нероз'ємні з'єднання деталей машин.....	131
ЛІТЕРАТУРА	141
ДОДАТКИ	143

Література

1. Башта А. В. Опір матеріалів у розрахунках на міцність, жорсткість і стійкість : навч.-метод. посіб. К. : "ІНКОС", 2012. 234 с.
2. Борозенець Г. М., Павлов В. М., Семак І. В. Деталі машин : навч.-посіб. К. : «Кондор», 2021. 220с.
3. Булгаков В. М., Адамчук В. В., Черниш О. М., Березовий М. Г., Калетнік Г. М., Яременко В. В. Прикладна механіка: підручник. К. : Центр навчальної літератури (ЦНЛ), 2020. 906с.
4. Гайдамака А. В. Деталі машин. Основи теорії та розрахунків : навч. посіб. Харків : НТУ «ХП», 2020. 275 с.
5. Герасименко В. В., Бородин Д. Ю., Белих І. М. Моделювання зубчастих коліс та валів : навч. посіб. Харків : «ПЛАНЕТА-ПРІНТ», 2019. 164с.
6. Гуліда Е. М., Дзюба Л. Ф., Ольховий І. М. Збірник задач з прикладної механіки : навч. посіб. Львів : ЛДУ БЖД, 2011. 328с.
7. Деталі машин. Розрахунок та конструювання : підручник / Г. В. Архангельський, та ін. Київ : Талком, 2014. 684 с.
8. Довбуш А. Д., Хомик Н. І., Довбуш Т. А., Рубінець Н. А. Прикладна механіка і основи конструювання : навч.-метод. посіб. Тернопіль : ФОП Паляниця В. А., 2015. 116с.
9. Дяченко С. С. Фізичні основи міцності та пластичності металів : навч. посіб. Харків : ХНАДУ, 2003. 226 с.
10. Зінченко В. І., Мамаєв Л. М., Постольник Ю. С. Основи інженерної механіки : навч. посіб. Дніпродзержинськ : ДДТУ, 2004. 444с.
11. Калязін Ю. В. Технічна механіка : навч.-метод. посіб. Полтава : «Астрая», 2021. 204 с.
12. Карнаух, С. Г., Таровик М. Г. Деталі машин : курс лекцій. Краматорськ : ДДМА, 2017. 260 с.
13. Кінницький Я. Т. Теорія механізмів і машин : підручник. К. : Наукова думка, 2002. 72с.
14. Кірієнко О. А., Коломієць В. І. Прикладна механіка : навч. посіб. К. : НТУУ «КП», 2012. 208 с.
15. Кірієнко О. А., Гузенко Ю. М. Теорія механізмів і машин. Деталі машин: розрахунки механічних передач : навч. посіб. К. : НТУУ «КП», 2016. 188с.
16. Коновалюк Д. М., Ковальчук Р. М. Деталі машин : підручник. К. : Кондор, 2004. 382с.
17. Кравчук В. С., Калініченко П. М., Коломієць Л. В., Лимаренко О. М. Опір матеріалів. Теорія і практика розрахунків на міцність, жорсткість та стійкість елементів механізмів та споруд : навч. посіб. / за ред. О.Ф. Дашенка. Одеса : ВМВ, 2009. 316с.
18. Курмаз Л. В. Основи конструювання деталей машин : навч. посіб. Харків : «Підручник НТУ ХП», 2010. 532 с
19. Малащенко В. О. Муфти приводів. Конструкції та приклади розрахунків : навч. посіб. Львів : НУ «Львівська політехніка», 2006. 196с.

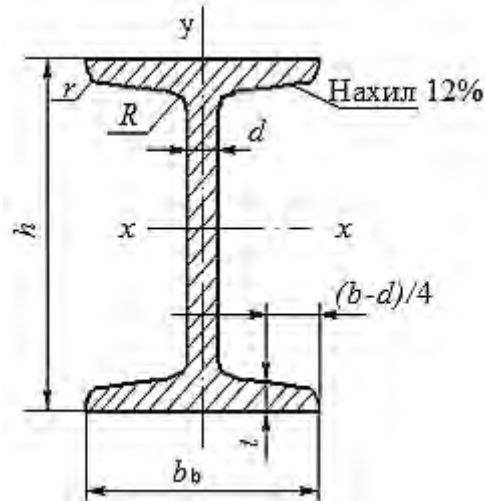
20. Малащенко В. О., Сологуб Б. В. Деталі машин. Конспект лекцій : навч. посіб. Львів : Вид-во Львів. політехніки, 2013. 152 с.
21. Мильніков О. В. Опір матеріалів: конспект лекцій. Тернопіль : ТНТУ, 2010. 257с.
22. Деталі машин : підручник / Міняйло А. В. та ін. К. :Агроосвіта, 2013. 448с.
23. Овчаров Б. З., Міняйло А. В., Мазоренко Д. І., Тіщенко Л. М. Розрахунки і проектування деталей машин. Частина 1. Механічні передачі : навч. посіб. Харків : ХНТУСГ, 2006. 366с.
24. Овчаров Б. З., Міняйло А. В., Мазоренко Д. І., Тіщенко Л.М. Розрахунки і проектування деталей машин. Частина 2. Вали і опори : навч. посіб. Харків: ХНТУСГ, 2008. 315с.
25. Ольховий І. М., Стасюк Б. М., Станкевич В. З. Короткий курс опору матеріалів: навч. посіб. Львів : «Національний університет "Львівська політехніка", 2004. 196 с.
26. Павлице В. Т., Данило Я. Я. Різьби, різьбові з'єднання та кріпильні деталі : довідник. Львів : Львівська політехніка, 2001. 239 с.
27. Писаренко Г. С., Квітка О. Л., Уманський Є. С. Опір матеріалів : підручник / За ред. Г. С. Писаренка. К. : Вища школа, 2004. 655 с.
28. Романюк О. Д., Теліпко Л. П., Ракша С. В. Теоретична та прикладна механіка. Короткий курс : навч. посіб. Кам'янське : ДДТУ, 2021. 282 с.
29. Рудь Ю .С. Основи конструювання машин : підручник. 2-е вид., переробл. Кривий Ріг : Чернявський Д. О., 2015. 492 с.
30. Семчишин, С. Г., Зубченко І. І. Інженерна механіка : навч.-метод. посіб. Тернопіль : ТДТУ імені Івана Пулюя, 2004. 115с.
31. Теліпко Л. П., Мамаєв Л. М., Манько В .М. Порадник до розв'язування задач та виконання розрахунково-проектувальних завдань з основ інженерної механіки. Розділ: Опір матеріалів. Частина 1. Простий опір : навч. посіб. Дніпродзержинськ : ДДТУ, 2015. 279с.
32. Хомик Н. І., Довбуш А. Д. Технічна механіка : курс лекцій. Тернопіль : ТНТУ, 2011. 208с.
33. Хомик Н. І., Довбуш А. Д., Цьонь О. П. Деталі машин : курс лекцій. Тернопіль: Паляниця В. А., 2016. 160с.
34. Чаусов М. Г., Куценко А. Г., Бондар М. М. Прикладна механіка : підручник. Ніжин : Аспект-Поліграф, 2013. 572 с.
35. Шваб'юк В. І. Опір матеріалів : підручник. К. : Знання, 2016. 400с.
36. Шкельов Л. Т., Станкевич А. М., Пошивач Д. Р. Опір матеріалів : підручник. К. : ЗАТ «Віпса», 2011. 456с.

Розміри сталюого прокату
Швелери сталеві гарячекатані ДСТУ 3436–96 (витяг)



Номер балки	h	b	d	t	R	r	Площа перерізу A	Довідкові величини для осей				
								x-x		y-y		z ₀
								J _x	W _x	J _y	W _y	
мм							см ²	см ⁴	см ³	см ⁴	см ³	см
8	80	40	4,5	7,4	6,5	2,5	8,98	89,4	22,4	12,8	4,75	1,31
10	100	46	4,5	7,6	7	3	10,9	174	34,8	20,4	6,46	1,44
12	120	52	4,8	7,8	7,5	3,0	13,3	304	50,6	31,2	8,52	1,54
14	140	58	4,9	8,1	8,0	3,0	15,6	491	70,2	45,4	11,0	1,67
16	160	64	5,0	8,4	8,5	3,5	18,1	547	93,4	63,3	13,8	1,80
18	180	70	5,1	8,7	9,0	3,5	20,7	1090	121	86,0	17,0	1,94
20	200	76	5,2	9,0	9,5	4,0	23,4	1520	152	113	20,5	2,07
22	220	82	5,4	9,5	10,0	4,0	26,7	2110	192	151	25,1	2,21
24	240	90	5,6	10,0	10,5	4,0	30,6	2900	242	208	31,6	2,42
27	270	95	6,0	10,5	11,0	4,5	35,2	4160	308	262	37,3	2,47
30	300	100	6,5	11,0	12,0	5,0	40,5	5810	387	327	43,6	2,52
33	330	105	7,0	11,7	13,0	5,0	46,5	7980	484	410	51,8	2,59
36	360	110	7,5	12,6	14	6,0	53,4	10820	601	513	61,7	2,68
40	400	115	8,0	13,5	15,0	6,0	61,5	15220	761	642	73,4	2,75

Двутаври сталеві гарячекатані ДСТУ 8768-2018 (витяг)



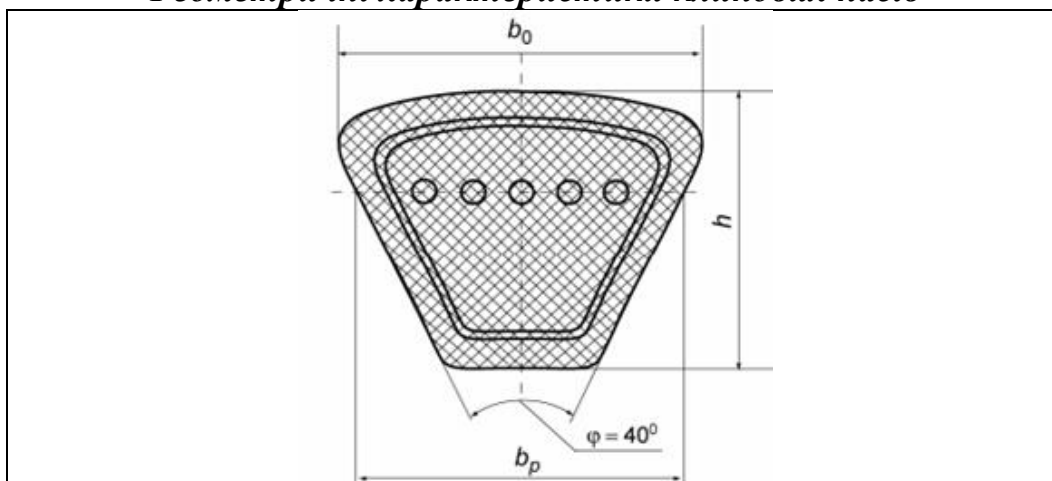
Номер балки	h	b	d	t	R	r	Площа перерізу, А	Довідкові величини для осей				
								x-x			y-y	
								J_x ,	W_x ,	S_x	J_y ,	W_y ,
								см ⁴	см ³	см ³	см ⁴	см ³
мм							см ²	см ⁴	см ³	см ³	см ⁴	см ³
14	140	73	4,9	7,5	8,0	3,0	17,4	572	81,7	46,8	41,9	11,5
16	160	81	5,0	7,8	8,5	3,5	20,2	873	109	58,6	58,6	14,5
18	180	90	5,1	8,1	9,0	3,5	23,4	1290	143	81,6	82,6	18,4
20	200	100	5,2	8,4	9,5	4,0	26,8	1840	184	104	115	23,1
22	220	110	5,4	8,7	10,0	4,0	30,6	2550	232	131	157	28,6
24	240	115	5,6	9,5	10,5	4,0	34,8	3460	289	163	198	34,5
27	270	125	6,0	9,8	11,0	4,5	40,2	5010	371	210	260	41,5
30	300	135	6,5	10,2	12,0	5,0	46,5	7080	472	268	337	49,9
33	330	140	7,0	11,2	13,0	5,0	53,8	9840	597	339	419	59,9
36	360	145	7,5	12,3	14,0	6,0	61,9	13380	743	423	516	71,1
40	400	155	8,3	13,0	15,0	6,0	72,6	19062	953	545	667	86,1
45	450	160	9,0	14,2	16,0	7,0	84,7	27696	1231	708	808	101
50	600	190	12,0	17,8	20,0	8,0	138,0	76806	2560	919	1725	182



Вибір клинового пасу у залежності від потужності, що передається, та швидкості пасу

Потужність, що передається, кВт	Тип пасу при швидкості, м/с		
	≤ 5	5 - 10	>10
≤1,0	O, A	O, A	O
1 - 2	O, A, B	O, A	O, A
2 - 4	A, B	O, A, B	O, A
4,0 - 7,5	B, B	A, B	A, B
7,5 - 15	B	B, B	B, B
15 - 30	-	B, Г	B, Г
30 - 60	-	Г, Д	B, Г
60 - 120	-	Д	Г, Д
120 - 200	-	Д, E	Г, Д
≥200	-	-	Д, E

Геометричні характеристики клинових пасів



Позначення перерізів	Розміри перерізів, мм			Мінімальний діаметр малого шківa, d, мм	Площа перерізу A, мм ²	Розрахункова довжина l _p , мм
	b _p	b	h			
O	8,5	10	6	63	47	400...2500
A	11	13	8	90	81	560...4000
B	14	17	5	125	138	800...5300
B	19	22	13,5	200	230	1800...10600
УO	8,5	10	8	63	56	630...3550
УA	11	13	10	90	93	800...4500
УB	14	17	13	140	159	1250...8000
УB	19	22	18	224	278	2000...8000

Допустима таблична потужність P_0 для одного клинового паса

Переріз паса та базова довжина l_0 , мм	Площа перерізу A , мм ²	Діаметр меншого шківів d_1 , мм	Допустима таблична потужність P_0 кВт) при швидкості паса v , м/с			
			5	10	15	20
О 1320	47	63	0,49	0,82	1,03	1,11
		71	0,56	0,95	1,22	1,37
		80	0,62	1,07	1,41	1,60
А 1700	81	90	0,84	1,39	1,75	1,88
		100	0,95	1,60	2,07	2,31
		112	1,05	1,82	2,39	2,74
Б 2240	138	125	1,39	2,26	2,80	-
		140	1,61	2,70	3,45	3,83
		160	1,83	3,15	4,13	4,73
В 3750	230	200	2,77	4,59	5,80	6,33
		224	3,15	5,35	6,95	7,86
		280	3,48	6,02	7,94	9,18
УО 1600	56	63	0,95	1,50	1,68	1,85
		71	1,18	1,95	2,35	2,73
		80	1,38	2,34	2,92	3,50
УА 2500	95	90	1,56	2,57	3,60	-
		100	1,89	3,15	4,35	-
		112	2,17	3,72	4,60	5,61
УБ 3550	158	140	2,95	5,00	7,01	-
		160	3,45	5,98	7,60	9,10
		180	3,80	6,70	8,80	10,6

Примітки: Стандартний ряд довжин клинових пасів, мм: 400; 450; 500; 560; 630; 710; 800; 900; 1120; 1400; 1600; 1800; 2000; 2240; 2500; 2800; 3150; 3550; 4000,

Номінальні переважні стандартні діаметри шківів: 40; 45; 50; 56; 63; 71; 80; 90; 100; 112; 125; 140; 160; 180; 200; 224; 250; 280; 315; 355; 400; 450; 500; 560; 630; 710; 800; 900; 1000мм.

**Коефіцієнти корисної дії деяких передач**

№	Передача	ККД
1	Зубчаста закрита з циліндричними колесами.	0,97 - 0,98
2	Зубчаста закрита з конічними колесами.	0,96 - 0,97
3	Зубчаста відкрита.	0,95 - 0,96
4	Черв'ячна закрита при числі заходів: $z=1$.	0,70 - 0,75
5	Черв'ячна закрита при числі заходів $z=2$.	0,80 - 0,85
6	Черв'ячна закрита при числі заходів $z=4$.	0,85 - 0,95
7	Пара підшипників кочення	0,99 - 0,995
8	Втрати потужності на переміщення масла в редукторі	0,992...0,999
9	Втрати потужності в ущільненнях валів	0,997...0,999
11	Ланцюгова відкрита.	0,90 - 0,95
12	Пасова з плоским пасом.	0,96 - 0,98
13	Пасова з клиновим пасом.	0,95 - 0,97
14	Муфта	0,97-0,99

Характеристики електродвигунів асинхронні серії А4

Потужність P , кВт	Тип двигуна	Частота обертання	
		n , об/хв	ω , рад/с
1,1	4A71B2Y3	2810	294,1
	4A80A4Y3	1420	148,6
	4A80B6Y3	920	96,3
	4A90LB8Y3	700	73,3
1,5	4A80A2Y3	2850	298,3
	4A80B4Y3	1415	148,1
	4A90L6Y3	935	97,8
	4A90LB8Y3	700	73,3
2,2	4A80B2Y3	2850	298,3
	4A90L4Y3	1425	149,1
	4A1006Y3	950	99,4
	4A112MA8Y3	700	73,3
3	4A90L2Y3	2840	297,2
	4A100S4Y3	1435	150,2
	4A112MA6Y3	955	99,9
	4A112MB8Y3	700	73,3
4	4A100S2Y3	2880	301,4
	4A100L4Y3	1430	149,7
	4A112MB6Y3	950	99,4
	4A132S8Y3	720	75,3
5,5	4A100L2Y3	2800	293,1
	4A112M4Y3	1445	151,2
	4A132S6Y3	965	101,0
	4A132M8Y3	720	75,3
7,5	4A112M2Y3	2900	303,5
	4A132S4Y3	1455	152,3
	4A132M6Y3	970	101,5
	4A160S8Y3	730	76,4

Додаток Г1

Механічні характеристики сталей для виготовлення зубчастих коліс

Марка сталі	Твердість		Границя міцності, σ_b , МПа	Границя текучості, σ_m , МПа	Термічна обробка
	HB	HRC			
Заготовка – поковка (штамповка або прокат)					
35	140...187	-	520	270	Нормалізація
45	179...207	-	600	320	-«-
45	235...262	-	780	540	Поліпшення
45	269...302	-	890	650	-«-
50	179...228	-	640	350	Нормалізація
50	228...285	-	800	530	Поліпшення
55	185...241	-	650	330	Нормалізація
40X	228...286	-	750	520	Поліпшення
40X	235...262	-	790	640	-«-
40X	269...302	45...50	1000	800	Поліпшення+СВЧ
40ХН	230...300	-	850	600	-«-
35ХМ	235...262	-	800	670	-«-
35ХМ	269...302	48...53	950	850	Поліпшення+СВЧ
50ХМ	235...262	-	850	700	Поліпшення
Сталеве литво					
35Л	163...207	-	550	270	Нормалізація
45Л	207...235	-	680	440	Поліпшення
50ГЛ	235...262	-	850	600	-«

Примітка: Чим більше потужність редуктора, тим міцніше мають бути колеса; рекомендується для розрахунків приймати менші або середні значення з ряду твердості (HB).

Додаток Г2

Поєднання марок матеріалів шестерні та колеса, що рекомендуються

Шестірня	Колесо	Шестерня	Колесо
Сталь 45	Сталь 35	Сталь 40X	Сталь 45
	Сталь 35Л		Сталь 50
	Сталь 45Л		Сталь 55
	Сталь 45		
Сталь 50	Сталь 35, 35Л	Сталь 40ХН	Сталь 40X
Сталь 55	Сталь 45	Сталь 50ХМ	Сталь 40X
Сталь 35ХМ	Сталь 40X	Сталь 35ХМ	Сталь 50
	Сталь 55		Сталь 45

Додаток Г3

Значення передаточних чисел для черв'ячних передач за ДСТУ

1-й ряд	8	10	12,5	16	20	25	31,5	40	50	63	-
2-й ряд		9	11,2	14	18	22,4	28	35,5	45	56	71



Додаток Г4

Значення передаточних чисел для зубчатих передач за ДСТУ

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

Додаток Г5

Значення границь контактної витривалості $\sigma_{НО}$

Термічна обробка зубців	Твердість поверхні зубців	Група сталі	$\sigma_{НО}$, МПа
Нормалізація, поліпшення	$\leq HB350$	Вуглецева або легована	$2HB + 70$
Об'ємне загартування	$HRC 38...50$	Вуглецева або легована	$18HRC + 150$
Поверхнєве загартування	$HRC 40...50$	Вуглецева або легована	$17HRC + 200$
Цементация	$> HRC56$	Легована	$23HRC$
Азотування	$HV550...750$	Легована	$1,5HV$

Додаток Г6

Значення границь згинальної витривалості σ_{FO}

Термообробка	Твердість зубців		Група сталі	σ_{FO} , МПа
	Поверхня	Серцевина		
Нормалізація, поліпшення	$HB180...350$		Вуглецева	$1,8HB$
Об'ємне загартування	$HRC 45...55$	-	Легована	$500...600$
Поверхнєве загартування	$HRC 48...58$	$HRC 25...35$	Легована	600
Цементация	$HRC 56...63$	$HRC 32...45$	Легована	800
Азотування	$HV550...750$	$HRC 24...40$	Легована	$18HRC + 43$

Додаток Г7

Значення коефіцієнта K_a

Вид коліс	Матеріали відповідно шестірні та колеса					
	Сталь Сталь	Сталь Чавун	Сталь Бронза	Чавун Чавун	Текстоліт Сталь	Капрон Сталь
Прямозубі	495	445	430	415	200	155
Косозубі і шевронні	430	390	375	360	170	135

Додаток Г8

Орієнтовні значення коефіцієнта K_{HV}

Розташування шестерні відносно опор	Твердість поверхні зубців HV	$\psi_{bd} = b/d$					
		0,2	0,4	0,6	0,8	1,2	1,6
Консольне, (опори - кулькові вальниці)	≤ 350	1,08	1,17	1,28	--	--	--
	> 350	1,22	1,44	-	--	--	--
Консольне (опори - роликові вальниці)	≤ 350	1,06	1,12	1,19	1,27	--	--
	> 350	1,11	1,25	1,45	-	--	--
Симетричне	≤ 350	1,01	1,02	1,03	1,04	1,07	1,11
	> 350	1,01	1,02	1,04	1,07	1,16	1,26
Несиметричне	≤ 350	1,03	1,05	1,07	1,12	1,19	1,28
	> 350	1,06	1,12	1,20	1,29	1,48	-

Додаток Г9

Значення коефіцієнта ширини вінця ψ_{bd}

Розташування шестерні відносно опор	Твердість робочих поверхонь зубців колеса	
	$\leq HB350$	$> HB350$
Консольне	0,3...0,4	0,2...0,25
Симетричне	0,8...1,4	0,4...0,9
Несиметричне	0,6...1,2	0,3...0,6

Додаток Г10

Значення коефіцієнта $\psi_{ba} = b/a$, що рекомендуються:

0,1; 0,125; 0,16; 0,20; 0,25; 0,315; 0,40; 0,50; 0,63; 0,80; 1,00; 1,25.

Додаток Г11

Значення міжосьових відстаней a_w , мм, циліндричних зубчастих редукторів

1-й ряд	40	50	63	80	100	125	160	200	250	315	400	500
2-й ряд	-	-	71	90	112	140	180	224	280	355	450	560

Додаток Г12

Значення модулів зачеплення t , мм

1-й ряд	0,5	0,6	0,8	1,0	1,25	1,5	2,0	2,5
2-й ряд	0,55	0,7	0,9	1,125	1,375	1,75	2,25	2,75

Продовження таблиці

1-й ряд	3,0	4,0	5,0	6,0	8,0	10,0	12,0	16,0
2-й ряд	3,5	4,5	5,5	7,0	9,0	11,0	14,0	18,0



Додаток Г13

Нормальні лінійні розміри. (Ряд Ra40), мм:

10, 10,5, 11, 11,5, 12, 13, 14, 15, 16, 17, 18, 19, 20, 21, 22, 24, 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.

Додаток Г14

Ступінь точності передачі у залежності від колової швидкості коліс

Вид передачі	Вид зубів	Ступінь точності за нормами плавності			
		6-а	7-а	8-а	9-а
		Гранична швидкість v , м/с			
Циліндрична	Прямі	15	10	6	3
	Косі	30	15	10	6
Конічна	Прямі	9	6	4	2,5

Додаток Г15

Значення коефіцієнта $K_{H\alpha}$ для косозубих і шевронних передач

Ступінь точності	Колова швидкість, м/с				
	до 1	5	10	15	20
6	1	1,02	1,03	1,04	1,05
7	1,02	1,05	1,07	1,10	1,12
8	1,06	1,09	1,13	–	–
9	1,1	1,16	–	–	–

Додаток Г16

Значення коефіцієнта K_{HV}

Передача	Твердість HV поверхні зубів	Колова швидкість v , м/с			
		до 5	10	15	20
		Ступінь точності			
		8		7	
Прямозуба	≤ 350	1,05	–	–	–
	> 350	1,10	–	–	–
Косозуба і шевронна	≤ 350	1,0	1,01	1,02	1,05
	> 350	1,0	1,05	1,07	1,10

Додаток Г17

Значення коефіцієнта форми зубця Y_F для некоригованого ($x = 0$) зовнішнього зачеплення

Z або Z_V	17	20	22	24	26	28	30	35	40
Y_F	4,26	4,07	3,98	3,92	3,88	3,81	3,79	3,75	3,70

Продовження таблиці

Z або Z_V	45	50	65	80	100	150	300	Рейка
Y_F	3,66	3,65	3,62	3,60	3,60	3,60	3,60	3,62

Орієнтовні значення коефіцієнта $K_{F\beta}$

Розташування шестерні відносно опор	Твердість поверхні зубців HV	$\psi_{ba} = b/d$					
		0,2	0,4	0,6	0,8	1,2	1,6
Консольне, (опори - кулькові вальниці)	≤ 350	1,16	1,37	1,64	--	--	--
	> 350	1,33	1,70	-	--	--	--
Консольне (опори - роликові вальниці)	≤ 350	1,10	1,22	1,38	1,57	--	--
	> 350	1,20	1,44	-	-	--	--
Симетричне	≤ 350	1,01	1,03	1,05	1,07	1,14	1,26
	> 350	1,02	1,04	1,08	1,14	1,30	-
Несиметричне	≤ 350	1,05	1,10	1,17	1,25	1,42	1,61
	> 350	1,09	1,18	1,30	1,43	1,73	-

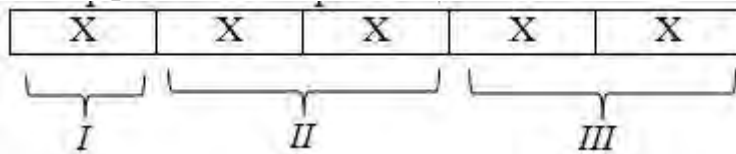
Значення коефіцієнту K_{FV}

Ступінь точності	Твердість HV робочої поверхні зубів	Колова швидкість v , м/с		
		3	3 – 8	8 – 12,5
6	≤ 350	1/1	1,2/1	1,3/1,1
	> 350	1/1	1,15/1	1,25/1
7	≤ 350	1,15/1	1,35/1	1,45/1,2
	> 350	1,15/1	1,25/1	1,35/1,1
8	≤ 350	1,25/1,1	1,45/1,3	-/1,4
	> 350	1,2/1,1	1,35/1,2	-/1,3

Примітка: У чисельнику - для прямозубих передач; у знаменнику – для косозубих.

Маркування вальниць за стандартами ISO

Міжнародне маркування за стандартами ISO складається з ряду цифр і букв, що розділені на три складові:



I – тип і вид вальниць;

II – розмірні серії вальниць: по ширині та по діаметру;

III – код діаметра внутрішнього кільця в мм (для більше 20мм – $d/5$).

Позначення типу вальниці

Тип вальниці	Позначення
Кулькова вальниця кочення радіально-упорні 2-х рядні	0
Кулькова вальниця кочення, що самоцентрується	1
Роликова вальниця кочення сферична, упорно-сферична	2
Роликова вальниця кочення конічна	3
Кулькова вальниця кочення радіальна 2-х рядна	4
Кулькова вальниця кочення упорна	5
Радіальна 1-рядна кулькова вальниця кочення	6
Кулькова вальниця кочення радіально-упорна 1 рядна	7
Роликова вальниця кочення упорна з циліндричними роликами	8
Роликова вальниця кочення циліндрична радіальна	N
Кулькова вальниця кочення з 4-х точковим контактом	QJ
Роликова вальниця кочення конічна згідно ISO355-1977	T

Маркування після основного цифрового позначення (витяг):

Z – одностороння,

ZZ – двостороння металева захисна шайба для вальниці;

RS – одностороннє, *2RS* – двостороннє ущільнення з гуми для вальниці;

NR – канавка і кільце стопорне на зовнішньому кільці вальниці;

MA – сепаратор латунний центрований по зовнішньому, а *MB* – по внутрішньому кільцю вальниці;

TN – сепаратор поліамідний посилений;

PS – клас точності по ISO4.

Приклад: 6006-ZZ : радіальна 1-рядна кулькова вальниця кочення, серії ширини та діаметру – 0, діаметр $d = 30$ мм, з двосторонніми металевими захисними шайбами.

Значення коефіцієнтів радіальної X та осьової Y сил вальниць кочення

Тип вальниці	α_0	Fa/C_0	$F_d/(VF_r) \leq e$		$F_d/(VF_r) > e$		e
			X	Y	X	Y	
Радіальна кулькова однорядна	0	0,014	1	0	0,56	2,30	0,19
		0,028				1,99	0,22
		0,056				1,71	0,26
		0,084				1,55	0,28
		0,11				1,45	1,30
		0,17				1,31	0,34
		0,28				1,15	0,38
		0,42				1,04	0,42
		0,56				1,00	0,44
Радіально-упорна кулькова однорядна	12	0,014	1	0	0,45	1,81	0,30
		0,029				1,62	0,34
		0,057				1,46	0,37
		0,086				1,34	0,41
		0,11				1,22	0,45
		0,17				1,13	0,48
		0,29				1,14	0,52
		0,43				1,01	0,54
	26	0,57	1	0	0,41	1,00	0,54
	36	-	1	0	0,37	0,66	0,95
Вальниці роликові конічні однорядні	-	-	1	0	0,4	$0,4\text{ctg}\alpha$	$1,5\text{ctg}\alpha$

Рекомендований ресурс L_h вальниць кочення

Машини і обладнання	$L_h \geq 10^3$, год.
Прилади і апарати, що використовуються періодично: демонстраційна апаратура, механізми для закривання дверей, побутові механізми	0,5
Механізми, які використовуються у короткі проміжки часу: механізми з ручним приводом, підйомні крани в складальних цехах, легкі конвертори	≥ 4
Відповідальні механізми, які працюють з перервою: допоміжні механізми на силових станціях, конвертори поточного виробництва, ліфти, деякі види металорізних верстатів	≥ 8
Машини для однозмінної роботи з неповним навантаженням: стаціонарні електродвигуни, редуктори загального призначення	≥ 20
Машини для цілодобового використання: компресори, насоси, шахтні підйомники, стаціонарні машини, судові приводи	≥ 40
Машини, що працюють з високим навантаженням: енергетичні установки, шахтні насоси, обладнання торгових морських судів, обладнання паперових фабрик	≥ 100

**Кулькові вальниці радіальні однорядні (ДСТУ 8338-75, витяг)**

Умовне позначення вальниці		Розміри, мм			Вантажопідйомність	
ISO	ДСТ	<i>d</i>	<i>D</i>	<i>b</i>	динамічна <i>C</i> , кН	статична <i>C₀</i> , кН
6004	104	20	42	12	9,36	4,5
6005	105	25	47	12	11,20	5,60
6006	106	30	55	13	13,30	6,80
6007	107	35	62	14	15,90	8,50
6008	108	40	68	15	16,80	9,3
6009	109	45	75	16	21,20	12,20
6010	110	50	80	16	16,00	12,20
6011	111	55	90	18	21,60	13,20
6204	204	20	47	14	12,70	6,20
6205	205	25	52	15	14,00	6,95
6206	206	30	62	16	19,50	10,00
6207	207	35	72	17	25,50	13,70
6208	208	40	80	18	32,00	17,80
6209	209	45	85	19	33,20	17,80
6210	210	50	90	20	35,10	19,80
6211	211	55	100	21	43,60	25,00
6212	212	60	110	22	52,00	31,00
6213	213	65	120	23	56,00	34,00
6214	214	70	125	24	61,80	37,50
6304	304	20	52	15	15,90	7,80
6305	305	25	62	17	22,50	11,40
6306	306	30	72	19	28,10	18,00
6307	307	35	80	21	32,20	17,60
6308	308	40	90	23	41,00	22,40
6309	309	45	100	25	52,70	30,00
6310	310	50	110	27	61,80	36,00
6311	311	55	120	29	71,5,9	41,50
6312	312	60	130	31	81,90	48,00
6313	313	65	140	33	92,30	56,00
6314	314	70	150	35	104,00	63,00
6315	315	75	160	37	112,00	72,50
6403	403	17	62	17	22,90	11,8
6404	404	20	72	19	30,70	16,60
6405	405	25	80	21	36,40	20,40
6406	406	30	90	23	47,00	26,70
6407	407	35	100	25	55,30	31,00
6408	408	40	110	27	63,70	36,50
6409	409	45	120	29	76,10	45,50
6410	410	50	130	31	87,10	52,00
6411	411	55	140	33	100,00	63,00
6412	412	60	150	35	108,00	70,00
6413	413	65	160	37	119,00	78,00
6414	414	70	180	42	143,00	105,000

КАЛЯЗІН Юрій Володимирович

МАШИНОЗНАВСТВО
Частина I
ПРИКЛАДНА МЕХАНІКА

Навчальний посібник

Технічний редактор – Нагорна Н. О.

Коректура – авторська

Здано до друку 8.08.2022 р.

Формат 60x84/16. Гарнітура Times New Roman.

Папір офсетний. Друк різнографічний.

Ум.–друк. арк..

Наклад 200 прим. Зам. № 2021–51.

Видавництво ПП «Астроя»,

вул. Шведська 20, кв. 4, м. Полтава, 36014

Свідоцтво про внесення суб'єкта видавничої справи до державного реєстру
серія ДК № 5599 від 19.09.2017 р