

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
КРИВОРІЗЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ ПЕДАГОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

І.І. АНТОНЕНКО

ДЕТАЛІ МАШИН ТА ПІДЙІМАЛЬНО-ТРАНСПОРТНІ МАШИНИ

Навчальний посібник



Кривий Ріг

ЗМІСТ

1. ОСНОВНІ ВІДОМОСТІ ПРО ДЕТАЛІ МАШИН-----	4
1.1 Основні критерії роботоздібності деталей машин	4
1.2. Точність виготовлення деталей машин	9
1.2.1. Взаємозамінність і поняття про допуски та посадки	9
1.2.2. Шорсткість поверхонь деталей	10
1.3. Стандартизація деталей машин	11
2. МЕХАНІЧНІ ПЕРЕДАЧІ-----	12
2.1. Зубчаті передачі	14
2.1.1. Основні геометричні параметри зубчатих коліс	16
2.1.2. Основи теорії зубчатого зачеплення	17
2.1.3. Основні елементи евольвентного зчеплення	20
2.1.4. Короткі відомості про способи виготовлення і обробки зубчатих коліс	21
2.1.5. Конструкція зубчатих коліс і матеріали які використовуються для їх виготовлення	24
2.1.6. Найменше число зубців і способи коригування зубчатих коліс	26
2.1.7. Види руйнування зубців	26
2.1.8. Розрахунок зубців на міцність і згин	28
2.1.9. Розрахунок косозубих і конічних коліс	30
2.1.10. Втрати в зубчатих передачах	32
2.2. Пасові передачі	33
2.2.1. Плоськопасові передачі	33
2.2.2. Клинопасові передачі	38
2.3. Фрикційні передачі	42
2.4. Ланцюгові передачі	46
2.4.1. Будова і область застосування ланцюгових передач	46
2.4.2. Параметри ланцюгових передач	48
2.4.3. Розрахунок ланцюгових передач	49
2.5. Редуктори і варіатори	49
2.5.1. Призначення і класифікація редукторів	49
2.5.2. Основні схеми редукторів і їх особливості	50
2.5.3. Методика розрахунку одноступінчатого редуктора	51
2.5.4. Варіатори	52
2.6 Черв'ячні передачі	55
2.6.1. Застосування, будова і матеріал черв'ячних передач	55
2.6.2. Геометричні співвідношення в черв'ячній парі	57
2.6.3. Сили, що діють в черв'ячних передачах	57
2.6.4. Принципи розрахунку черв'ячних передач	58
3. ОСНОВНІ ДЕТАЛІ ТА З'ЄДНАННЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН -----	60
3.1. Нероз'ємні з'єднання	60
3.1.1. Загальні відомості про заклепкові з'єднання	60
3.1.2. Розрахунок заклепувальних швів	62
3.1.3. Зварні з'єднання основний тип нероз'ємних з'єднань	64
3.1.4. Пресові з'єднання	66
3.1.5. Клейові з'єднання	68
3.1.6. Паяні з'єднання	69

3.2. Роз'ємні з'єднання	69
3.2.1. Загальні відомості про різьбові з'єднання	69
3.2.2. Типи різьб.....	70
3.2.3. Розрахунок різьбового з'єднання.....	72
3.2.4. Розрахунок болтів.....	75
3.2.5. Шпонкові з'єднання	77
3.2.6. Зубчаті (шліцеві) з'єднання.....	80
3.2.7. Профільні з'єднання.....	81
3.3. Осі і вали	82
3.3.1. Розрахунок осей і валів	83
3.4. Підшипники ковзання.....	85
3.4.1. Мاستило підшипників	86
3.5. Підшипники кочення	89
3.5.1. Конструкція підшипникових узлів	90
3.5.2. Підбір підшипників кочення	92
3.6. Муфти.....	94
3.6.1. Глухі муфти.....	95
3.6.2. Компенсуючі муфти.....	96
3.6.3. Керовані або зчіпні муфти.....	100
3.6.4. Запобіжні муфти	101
4. Підйомно – транспортні машини -----	103
4.1. Прості вантажопідйомні пристрої.....	103
4.1.1. Домкрати	103
4.1.2. Лебідки	105
4.1.3. Талі і тельфера	106
4.1.4. Крани	107
4.1.5. Підйомники	110
4.2. Основні вузли і деталі підйомно – транспортних машин і механізмів.....	112
4.2.1. Гальмівні пристрої	112
4.2.2. Вантажозахватні пристрої	115
4.2.3. Барабани, ланцюги, канати.....	117
4.3. Машини і механізми безперервного транспортування	118
4.3.1. Транспортні машини з тяговим органом	119
4.3.2. Транспортні машини без тягового органу	122

1. ОСНОВНІ ВІДОМОСТІ ПРО ДЕТАЛІ МАШИН

1.1 ОСНОВНІ КРИТЕРІЇ РОБОТОЗДІБНОСТІ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Деталь – це елементарна частина машини, яка не може бути розібрана на більш прості частини без руйнування. Вузол – це комплекс спільно працюючих деталей. Група (агрегат) – це сукупність декількох вузлів і деталей, з'єднаних спільністю виконуваної функції. В машину входить звичайно декілька груп, які є її складовими частинами.

Розподіл конструкцій машин на деталі, вузли, групи (агрегати) має наступні переваги:

1. Полегшується процес модернізації машин, оскільки розробка, може обмежуватися одним вузлом, не зачіпаючи інших;
2. На базі невеликого числа агрегатів можна створювати машини різного призначення;
3. Скорочується цикл складальних робіт, оскільки всі вузли можна збирати одночасно і готовими передавати на загальний монтаж;
4. Полегшується ремонт за рахунок заміни вузлів, що зносилися, новими.

Деталі можуть бути розділені на дві групи:

1. Деталі загального призначення (типові): болти, осі, гайки, підшипники;
2. Деталі спеціального призначення характерні тільки для певного типу машин (поршні, шатуни, гребні гвинти, лопатки турбін). Вони вивчаються в спеціальних дисциплінах.

Предметом вивчення курсу «Деталі машин» є вивчення деталей загального призначення. У сучасних машинах застосовуються механічні, гідравлічні, пневматичні і електричні передачі. В курсі Деталі машин розглядаються механічні передачі для рівномірного обертального руху. Передачі інших типів вивчаються в спеціальних курсах: «Гідропривід», «Електропривод».

Досконалість конструкцій деталей машин оцінюється по їх економічності і працездатності.

Економічність визначається вартістю машини і експлуатаційними витратами. Основні показники економічності: мала маса, простота конструкції, малий габарит, не дефіцитність матеріалів, високий коефіцієнт корисної дії, відповідність стандартам.

Працездатність деталі характеризується наступними показниками: міцністю, жорсткістю, зносостійкістю, теплостійкістю, вібростійкістю, надійністю.

Міцність – основний критерій працездатності деталей машин. Деталь не повинна руйнуватися під впливом діючих на неї сил. Неприпустимими є значні залишкові деформації деталей.

Розміри деталей визначаються величиною і характером діючих на них навантажень і умовами роботи. При розрахунках на міцність особлива увага надається допустимим напруженням і вибору допустимих коефіцієнтів запасу міцності. Найпоширенішим методом оцінки міцності деталі є порівняння розрахункових (робочих) напружень з допустимими напруженнями. Умови міцності деталі що розраховується, записується співвідношеннями:

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

де σ і $[\sigma]$ - робоче і допустиме нормальне напруження, Н/мм²;

τ і $[\tau]$ - робоче і допустиме дотичне напруження, Н/мм² або МПа.

Допустимі напруження, визначається по формулах:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{i\partial}}{[n]}; \quad [\tau] = \frac{\tau_{i\partial}}{[n]},$$

де $\sigma_{пр}$ і $\tau_{пр}$ – відповідно граничні нормальне і дотичне напруження при яких деталь руйнується, або виникають великі залишкові деформації;

$[n]$ - коефіцієнти запасу міцності.

Поширеним методом оцінки міцності деталей є порівняння дійсного (розрахункового) коефіцієнта запасу міцності з допустимим: $n \geq [n]$.

Вибір граничного напруження залежить від матеріалу деталі, виду деформації і характеру зміни напруження в часі, а саме:

1. При статичному навантаженні і пластичних матеріалах приймається межа текучості σ_m або τ_m ;
2. При статичному навантаженні і крихкому матеріалі (він краще чинить опір стисненню, ніж розтягуванню) приймається границя міцності σ_{ep} – при розтягуванні, σ_{sc} – при стисненні;
3. При напругах змінних за часом – межа витривалості σ_R . Границею витривалості називається найбільша змінна напруга, при якій не відбувається руйнування зразка після великої кількості циклів.

Допустимий коефіцієнт запасу міцності $[n]$ залежить від:

1. Вибору граничної напруги;
2. Точності прийнятих розрахункових схем і методів розрахунку;
3. Правильності визначення величини і характеру навантаження;
4. Ступеня відповідальності деталі.

Вибір дуже великої величини $[n]$ веде до перевитрати матеріалу, збільшення розмірів і маси машини. Мале значення $[n]$ створює небезпеку появи в деталі недопустимих деформацій і навіть руйнування деталі.

$$[n] = [n_1] \cdot [n_2] \cdot [n_3],$$

де $[n_1]$ – коефіцієнт, що враховує ступінь точності розрахункової схеми визначення величини характеру прикладених навантажень (для достовірних та точних методів розрахунків $[n_1] = 1,2 - 1,5$);

$[n_2]$ – враховує однорідність механічних якостей матеріалу (для сталевих деталей $[n_2] = 1,2 - 1,5$, для чавунних деталей $[n_2] = 3 - 6$);

$[n_3] = 1 - 1,5$ – вводиться тільки для забезпечення підвищеної надійності особливо відповідальних і дорогих деталей.

У загальному машинобудуванні широко застосовується табличний метод вибору допустимих напружень і допустимого коефіцієнта запасу міцності (при розрахунку болтів, заклепувальних і зварних з'єднань,

фрикційних, зубчатих і черв'ячних передач). Табличні дані прийняті на основі досвіду і експлуатаційної практики.

При контактних напруженнях, коли зусилля від однієї деталі передається іншій, через обмежені розміри (робочої поверхні зубців), а величина контактних напружень більша допустимої, спостерігається руйнування поверхонь дотичних деталей.

Жорсткість – це здатність деталей чинити опір зміні їх форми під дією навантажень. Під дією сил деталі деформуються, а це негативно позначається на роботі спряжених деталей. Прогинання і скручування валів приводить до швидкого зносу підшипників, а на зубчатих колесах спостерігається нерівномірний розподіл навантаження по довжині зубців. Тому для ряду деталей виконують розрахунки на жорсткість шляхом порівняння фактичних переміщень (прогинань, кутів закручування) з тими, що допускаються.

Зносостійкість – це здатність деталей протягом заданого строку зберігати працездатність. Знос деталей не повинен перевищувати допустимої величини. Підвищений знос є основною причиною виходу з ладу деталей. Через знос знижується точність приладів, інструменту і верстатів, зменшується міцність деталей, зростає шум машин при роботі. Розрізняють три основні види зносу:

1. Механічний, від витираючої дії нерівностей і абразивної дії сторонніх твердих частинок;
2. Молекулярно-механічний, від зварювання поверхонь;
3. Корозійно-механічний, при якому продукти корозії стираються механічним шляхом.

При розрахунках деталей, схильних до зносу, зменшують величину допустимого тиску.

Для зменшення зносу приймають ряд заходів: змащування поверхонь тертя, вживання антифрикційних матеріалів, ущільнюючі пристрої для захисту деталей від попадання абразивних частинок, використання

спеціального покриття, зміцнення поверхневого шару шляхом вальцювання і хіміко-термічною обробкою.

При $t \geq 300 - 400^\circ\text{C}$ в металах з'являється явище повзучості, тобто повільне і безперервне зростання пластичних деформацій при постійному навантаженні, при цьому може порушитися нормальна експлуатація машин. При підвищеній температурі знижується змащувальна здатність масел, з'являється небезпека підвищеного знос. Це небажане явище запобігається шляхом проведенням спеціальних теплових розрахунків: по визначенню робочих напружень і порівнянням їх з границею повзучості (напруження, при якому пластична деформація за даний проміжок часу досягає певної величини). Кожному матеріалу і різній температурі відповідає своя границя повзучості. У разі потреби застосовують охолодження.

Вібростійкість – це здатність конструкції працювати із заданими параметрами без перевищення допустимих коливань. Вібрація погіршує якість роботи машини, викликає шум, іноді руйнування деталей, особливо небезпечні резонансні коливання. Спеціальні розрахунки на коливання деталей машин приводяться в курсі «Теорія коливань».

Надійність – це безвідмовність в роботі на протязі заданого терміну. Надійність залежить від якості деталей і відповідності розрахункових режимів роботи фактичним. Надійність характеризується коефіцієнтом надійності. Якщо при 10000 включень механізму він спрацював 9800 разів, то коефіцієнт надійності рівний $K_n = 0,98$. Надійність є основним показником якості виробу.

1.2. ТОЧНІСТЬ ВИГОТОВЛЕННЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

1.2.1. Взаємозамінність і поняття про допуски та посадки

Взаємозамінністю називається властивість виробів рівноцінно замінити будь-який екземпляр іншим однотипним екземпляром. Повна взаємозамінність має наступні переваги:

1. спрощується процес зборки виробів;
2. Зборка точно нормується часом, і створюється умови для її автоматизації;
3. Можлива широка спеціалізація й кооперація заводів;
4. Спрощується ремонт виробів.

Необхідною умовою забезпечення взаємозамінності є наявність правильно розроблених креслень. Точнісі вимоги встановлюють у вигляді граничних відхилень у вигляді граничних відхилень розмірів і форм деталей, взаємного положення, шорсткості поверхні що забезпечують взаємозамінність цих деталей.

Номинальний розмір деталі – основний розмір, фіксує мий у технічній документації (кресленні), визначений, виходячи з призначення деталі і є початком відліку відхилень.

Граничними розмірами називаються два припустимих граничних значення розміру, між якими повинен знаходитися розмір придатної деталі. На кресленнях відхилення просявляються в міліметрах, а в таблицях дані в мікронах.

Допуском розміру «Т» називається різниця між найбільшим і найменшим граничним розміром.

На допуски й посадки гладких елементів деталей розмірами до 3150 мм уведені : ГОСТ 25346-89, ГОСТ 25347-82.

Для утворення посадок із різними зазорами й натягами для розмірів до 500мм передбачено 27 варіантів основних відхилень. Основними відхиленнями, є верхнє або нижнє відхилення найближче до нульової лінії. (рис.1.1).

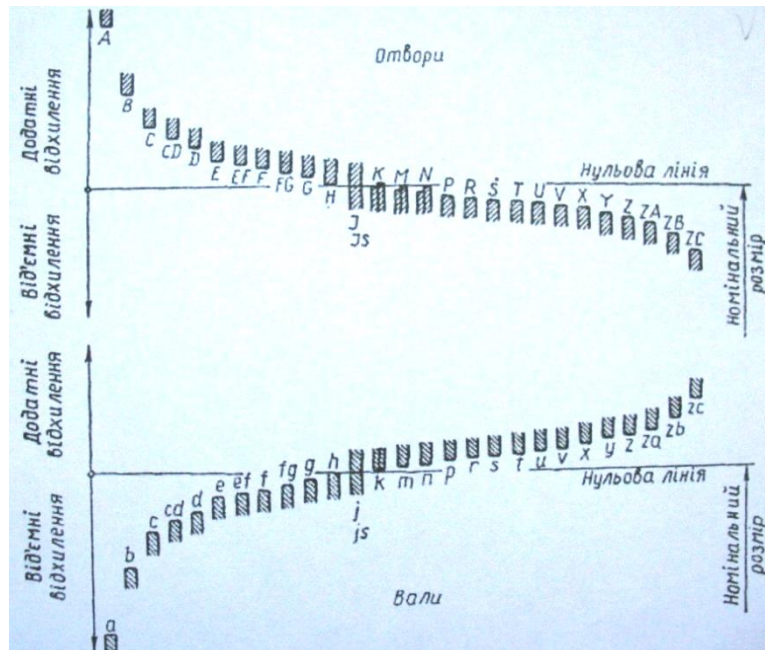


Рис 1.1. Основні відхилення

Відхилення А – Н (а – h) призначені для утворення полів допусків у посадках з зазорами, відхилення І – N (і – n) у перехідних посадках, відхилення Р – Zc (р – zc) у посадках з натягом.

Поле допуску утвориться сполученням одного з основних відхилень з допуском по одному з квалітетів. Відповідно до цього правильно поле допуску позначають буквою основного відхилення й номером квалітету, наприклад, для вала – h6, для отвору – Н6.

1.2.2. Шорсткість поверхонь деталей

Шорсткістю поверхні називають сукупністю нерівностей з малими кромками на базовій довжині «l». Шорсткість поверхні в більшості випадків визначають двома основними параметрами. Середнім арифметичним відхиленням профілю – Ra і висотою нерівностей профілю по десяти крапках – Rz.

При визначенні шорсткості за ГОСТ 2.309-73 застосовують наступні знаки:

- ✓ - без вказівки виду обробки на (на розсуд технолога).
- ∇ - при видаленні шару матеріалу гострінням фрезеруванням, свердленням, шліфуванням, травленням і т. д.

✓ - без зняття шару матеріалу: литтям, куванням, штампуванням, прокатом, волочінням і поверхні не оброблювані по цьому кресленню.

Для позначення шорсткості на умовному знаку для параметра Ra – указують тільки числову величину, для Rz – буквенний символ і числову величину після нього.

1.3. СТАНДАРТИЗАЦІЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Стандартизація – це планова діяльність по встановленню обов’язкових правил, норм і вимог, виконання яких забезпечує економічно оптимальну якість продукції, підвищення продуктивності праці і ефективності використання матеріальних цінностей при дотриманні вимог безпеки.

Стандарт – нормативно-технічний документ, що встановлює комплекс норм, правил, вимог до об’єкту стандартизації і затверджений компетентним органом. Стандарти розділяються на наступні категорії: державні, галузеві, республіканські, стандарти підприємств, міжнародні стандарти.

Єдина система конструкторської документації (ЄСКД) встановлює для всіх організацій країни порядок проектування нової продукції, що сприяє підвищенню рівня взаємозамінності виробів.

Велике значення в підвищенні якості промислової продукції має комплексна стандартизація загальних норм, деталей і вузлів загальномашинобудівного вживання. Це зокрема такі об’єкти, як норми проектування (система допусків і посадок, профілі різьб і зубів зірочок, розміри кінців валів і т. д.), методи розрахунку на точність, міцність, довговічність, методи і засоби контролю, конструкція кріпильних деталей, муфт, редукторів і ін. Залежно від реальних умов в стандартах встановлюють показники у вигляді ступенів якості, що мають диференційовані терміни введення.

2.МЕХАНІЧНІ ПЕРЕДАЧІ

Передачами називаються механізми, що передають енергію від двигуна до робочих органів машини. Використання передачі обумовлено тим, що:

1. Необхідні швидкості руху робочих органів машини часто відрізняються від швидкостей стандартних двигунів.
2. Часто вимагається перетворювати рівномірний обертальний рух від двигуна, в інші види руху (зворотно-поступальний, гойдальний, гвинтовий).

Механічні передачі класифікуються по:

1. Принципу передачі руху:
 - передачі тертям (фрикційні, пасові, канатні);
 - передачі зачепленням (зубчаті, ланцюгові, черв'ячні).
2. По відносному положенню ланок:
 - передачі з безпосереднім доторканням, ведучої і веденої ланок (фрикційні, зубчаті, черв'ячні).
 - передачі з проміжною ланкою, що зв'язує ведучу і ведену ланки (пасова, канатна, ланцюгова).

Кожна передача має свої характерні особливості, і область використання. Вибір передачі визначається: передаваною потужністю, окружною швидкістю, передавальними числом, ККД, габаритами і масою.

У передачах тертям рух від ведучих до ведених ланок передається силами тертя, ланки можуть прослизати при перевантаженнях, що призводить до:

- непостійності передавального числа;
- запобіганню машини від поломок;
- передчасному зносу поверхонь, що труться.

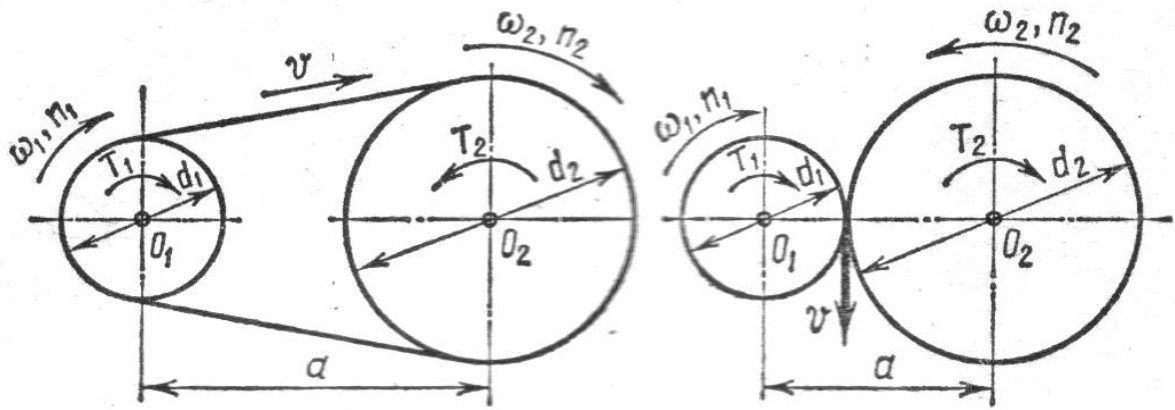


Рис. 2. 1. Параметри механічної передачі

У передачах зачепленням рух передається силами нормального тиску (натисненням) ведучих ланок на ведені.

У передачах з гнучким зв'язком допускаються великі відстані між валами. У всіх передачах момент, що підводиться до ведучого валу, співпадає з напрямом обертання валу, тому що він є моментом рушійних сил. Момент на веденому валу направлений протилежно напрямку обертання валу, тому що він є моментом сил корисних опорів.

Окружна (лінійна) швидкість визначається за формулою:

$$v = \omega \cdot r \text{ м/сек}$$

де $\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}$ – кутова швидкість, рад/сек;

$r = D/2$ – радіус кола, м.

Окружна швидкість ведучої ланки:

$$v_1 = \frac{\omega_1 D_1}{2} = \frac{\pi D_1 n_1}{60} \text{ м/сек.}$$

Веденої ланки:

$$v_2 = \frac{\omega_2 D_2}{2} = \frac{\pi D_2 n_2}{60} \text{ м/сек.}$$

За відсутності ковзання: $v_1 = v_2$

тобто $\frac{\omega_1 D_1}{2} = \frac{\omega_2 D_2}{2}$, $\frac{\pi D_1 n_1}{60} = \frac{\pi D_2 n_2}{60}$,

звідки $\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_1}{D_2}$.

де D_1 і D_2 – діаметри ведучої і веденої ланок, мм;

ω_1 і ω_2 – кутові швидкості ведучої і веденої ланки, рад/сек;

n_1 і n_2 – частота обертання ланок, об/хв.

$$\text{Відношення } i_{1,2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1}$$

називається передавальним числом (від ведучого до веденого).

Якщо кутові швидкості направлені в різні сторони, то передавальне число має знак мінус, якщо один і той же напрям – знак плюс.

Якщо декілька окремих передач з'єднати послідовно, то вийде багатоступінчата передача із загальним передавальним числом

$$i_i = i_1 \cdot i_2 \cdot \dots \cdot i_n$$

і загальним ККД

$$\eta_i = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \dots \cdot \eta_n.$$

Якщо відома потужність N_1 на ведучому валу передавального пристрою, то потужність на вихідному валу рівна

$$N_i = N_1 \cdot \eta_i$$

де η_i ККД передачі від першого до i валу що враховує втрати потужності на тертя.

2.1. ЗУБЧАТІ ПЕРЕДАЧІ

У сучасному машино і приладобудуванні найпоширенішим типом механічних передач є зубчаті. В більшості випадків вони служать для передачі обертального руху, але іноді використовуються і для перетворення обертального руху в поступальний (передача шестерня – рейка).

Передача складається з 2-х зубчатих коліс: мале називається шестернею, велике – колесом.

Переваги:

1. Високий ККД (0,92 – 0,98);
2. Постійність передавального числа;
3. Простота експлуатації;
4. Компактність;

5. Великий діапазон передаваної потужності (до 500 кВт) при окружній швидкості $v \leq 100$ м/с.

Недоліки:

1. Складність у виготовленні (необхідне спецобладнання і спецінструмент);
2. Шум через неточне виготовлення;
3. Неможливість безступінчастої зміни передавального відношення.

Різноманітність областей вживання і умов експлуатації зумовила створення різноманітних зубчатих передач. Вони класифікуються по наступних ознаках:

1. По взаємному розташуванню геометричних осей валів зубчатих коліс
 - циліндричне (осі паралелі);
 - конічне (осі перетинаються);
 - гвинтове (осі перехрещуються);
 - шестерня – рейка, для перетворення обертального руху в поступальний і навпаки.
2. По взаємному розташуванню зубців відповідно утворюючої колеса:
 - прямозубі, косозубі, шевронні і з криволінійним зубом.
3. По окружній швидкості:
 - тихохідні $v \leq 3$ м/с;
 - середньошвидкісні $v \leq 3 - 15$ м/с;
 - швидкохідні $v > 15$ м/с.
4. За формою бічного профілю зуба:
 - евольвентні;
 - циклоїдні;
 - із зачепленням Новікова.
5. По конструктивному оформленню:
 - відкриті (не замкнені в корпус), працюють без змащування або з періодичним змащуванням;

- закриті (розміщені в герметичному корпусі), захищені від проникнення пилю, бруду. Мають постійне змащування з ванни (редуктора) або поливанням;
- напівзакриті, які частково закривають передачу від забруднення.

2.1.1. Основні геометричні параметри зубчатих коліс

Точність виготовлення зубчатих коліс тісно пов'язана з їх окружною швидкістю (найвища 1-а, найменша 12-а). Зубчате колесо загального призначення виготовляють по 6 – 9 ступені точності (v до 18 м/с). Найбільші окружні швидкості досягаються при 1 – 2 ступені точності (до 100 м/с).

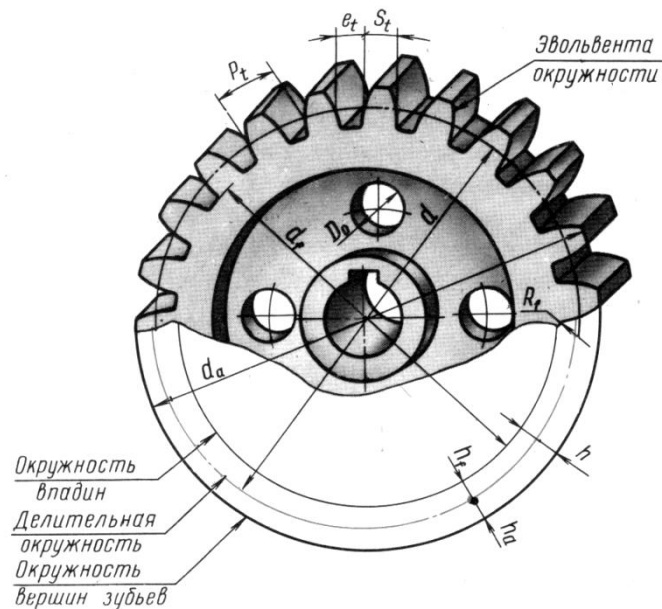


Рис. 2. 2. Основні параметри зубчатого колеса

Якщо колесо має z зубців то довжина ділительного кола дорівнює:

$$l = \pi d = P_t z;$$

звідки $P_t = \frac{\pi d}{z}$ – крок зчеплення.

Крок зчеплення P_t – відстань між однойменними сторонами сусідніх зубців колеса, виміряна по дузі ділительного кола.

Діаметр ділительного кола

$$d = \frac{P_t z}{\pi} = mz.$$

Відношення $\frac{P_t}{\pi} = m$ називають модулем зубчатого колеса.

Модуль – це частина діаметру ділильного кола, що припадає на один зуб $m=d/z$.

У країнах з дюймовою системою вимірювань замість модуля застосовується пітч – ρ . Пітчем називається число зубців які припадають на 1 дюйм ділильного кола.

Головка зуба: $h_a = m$.

Ніжка зуба: $h_f = h_a + c m = m + 0,25m = 1,25m$,

де $c = 0,25$ – коефіцієнт радіального зазору.

Висота зуба $h = h_a + h_f = m + 1,25m = 2,25m$.

Діаметри виступів і впадин:

$$d_a = d + 2h_a = mz + 2m = m(z + 2),$$

$$d_f = d - 2h_f = mz - 2 \cdot 1,25m = m(z - 2,5).$$

Теоретична товщина зуба

$$l_t = \frac{P_t}{2} = \frac{\pi m}{2} \approx 1,57m.$$

2.1.2. Основи теорії зубчатого зачеплення

Профіль зуба повинен відповідати вимогам кінематичного, динамічного, технологічного і експлуатаційного характеру. Кінематичні вимоги полягають в тому, що профілі спряжених зубців повинні будуватися простими геометричними прийомами. З точки зору динаміки форма зуба повинна забезпечувати найбільшу міцність. Технологічність профілю зубців полягає в простоті виготовлення зубчатих коліс. Експлуатаційні вимоги полягають в забезпеченні довговічності, безшумності, і легкості монтажу.

У машинобудуванні в якості профілів зубців використовується криві у вигляді евольвенти і циклоїди. Евольвентні зубчаті колеса відрізняються простотою у виготовленні і експлуатації.

У курсі деталі машин вивчаються широко поширені зубчаті колеса круглої форми, тобто циліндричні і конічні.

Розглянемо циліндричну передачу з прямими зубцями. Зубці одного колеса входять у впадини іншого. При обертанні зуб ведучого колеса своєю бічною поверхнею торкається бічної поверхні зуба веденого колеса, чинить на нього тиск і примушує обертатися. Коли колеса повернуться на деякий кут ці зубці вийдуть із зчеплення, але увійде до зачеплення наступна пара зубців.

Щоб забезпечити безперервне зачеплення, профілі зубців пари коліс повинні бути спряженими, тобто заданому профілю зуба одного колеса повинен відповідати певний профіль зуба іншого колеса. Водночас повинна дотримуватися постійність передавального відношення.

Цим вимогам відповідають зубці, профілі яких окреслені по кривих, що підкоряються основній теоремі зчеплення.

Якщо центр одного зубчатого колеса в зачепленні позначити O_1 (рис 2.3.), а другого O_2 , то $O_1 O_2$ – називається лінією центрів коліс, або міжосьовою відстанню.

Основна теорема зчеплення полягає в тому що спільна нормаль до профілів зубців в точці їх дотику перетинає лінію центрів в точці P яка називається полюсом зачеплення і ділить міжцентрові відстані на відрізки, обернено пропорційні кутовим швидкостям, тобто:

$$\frac{\hat{I}_2 \check{I}}{\hat{I}_1 \check{I}} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = i.$$

Для забезпечення постійного передавального відношення, положення полюса зачеплення на лінії центрів повинне бути постійним, тобто колеса повинні бути круглими.

Евольвентні профілі зубчатих коліс мають такі переваги:

1. Простота у виготовленні;
2. Без порушення правильності зачеплення допускається деяка зміна міжосьової відстані;
3. Можливість заміни одного колеса для зміни передавального відношення.

Колеса з циклоїдним профілем зубців вельми чутливі до зміни міжосьової відстані $O_1 O_2$. Вони застосовуються в годинникових механізмах,

тому що можна виготовляти колеса з малим числом зубців (до 5 – 6), а також колеса з круговими зубцями. В циклоїдному зачепленні потрібно замінювати обидва зубчаті колеса.

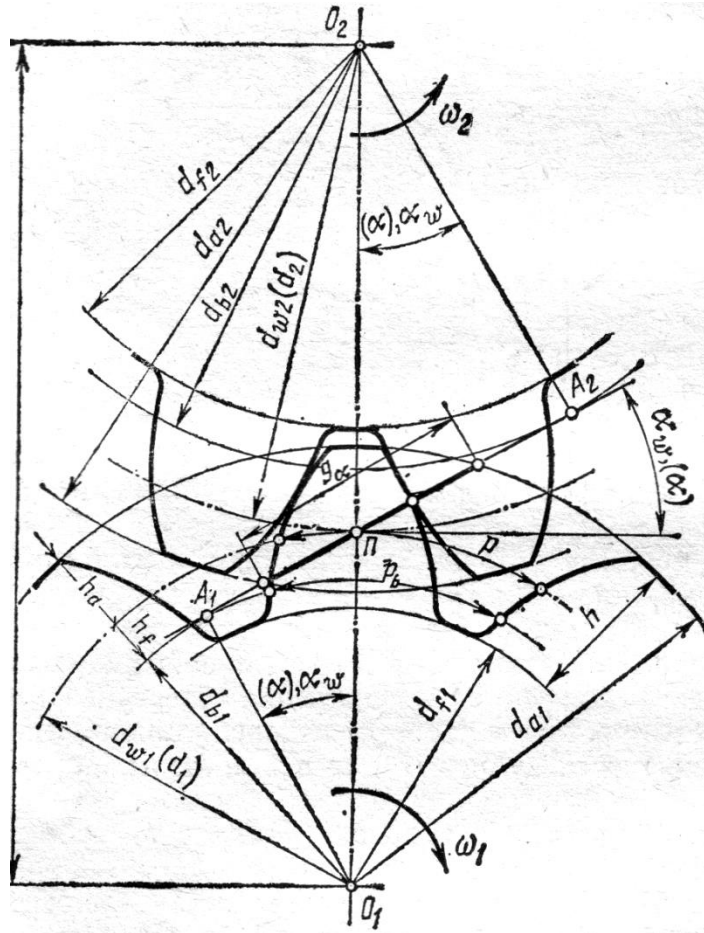


Рис. 2. 3. Параметри зубчатої передачі

- $O_1 O_2$ – лінія центрів коліс (міжосьова відстань);
- KK – дотична до ділительних кіл в полюсі зачеплення Π ;
- $A_1 A_2$ – лінія зачеплення;
- $\alpha_w = 20^\circ$ – кут зачеплення (кут між лінією зачеплення і дотичної до ділительних кіл в полюсі зачеплення);

2.1.3. Основні елементи евольвентного зчеплення

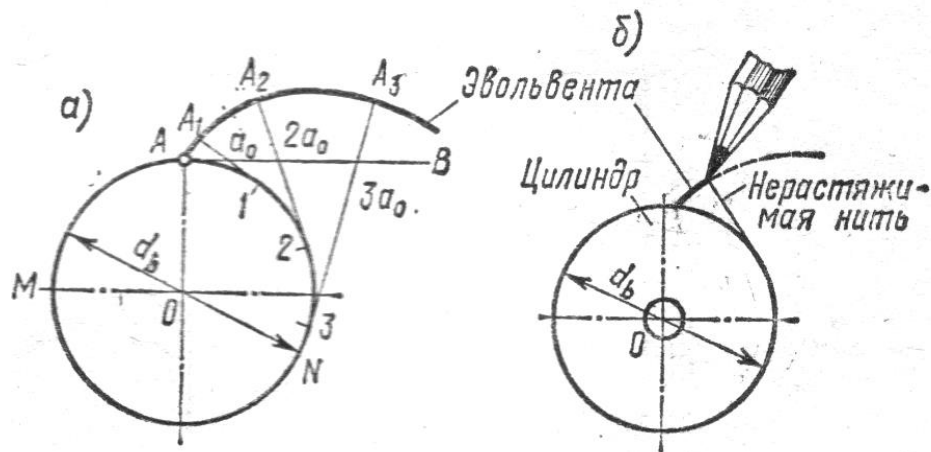


Рис. 2. 4. Побудова евольвенти

Евольвентою або розгорткою кола називається крива, описувана кінцем утворюючої прямої AB , яка котиться без ковзання по основному колу d_b (рис. 2.4.a). Евольвенту описує кінець натягнутої нитки при змотуванні її з нерухомої катушки (рис. 2.4.б).

Корінь зуба – неактивна частина зуба розташована усередині кіл, проведених через крайні точки довжини зачеплення A_1 і A_2 (рис. 2.3.).

Активна частина зуба – ділянка яка безпосередньо бере участь в зчепленні. За межами зчеплення профілі зубців не мають спільних крапок.

Кола, які торкаються одне одного в полюсі зчеплення, називаються початковими. Початкова окружність – це поняття кінематичне. У окремо взятого колеса такої окружності немає. У окремо взятого колеса є ділильна окружність, тобто коло по якому обкачується інструмент при нарізуванні зубців.

Якщо міжосьова відстань рівна сумі радіусів ділильних окружностей, то вони співпадають з початковими. Міжосьова відстань:

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{mz_1}{2} + \frac{mz_2}{2} = \frac{m(z_1 + z_2)}{2} = \frac{d_1(1+i)}{2} .$$

Дугою зачеплення називається дуга ділильного кола на яку пара спряжених зубців повертають колесо. Щоб позначити дугу зчеплення треба

через крайні точки активної лінії зачеплення A_1A_2 провести евольвентні ділянки профілів зубців, скориставшись шаблоном зуба.

Для забезпечення безперервності зчеплення необхідно щоб дуга зачеплення була більше кроку $CD \geq Pt$. Якщо ця умова не дотримана, то при виході однієї пари зубців із зачеплення, наступна пара ще не увійде до зачеплення і спостерігатимуться удари зуба об зуб.

Відношення $\zeta = \frac{CD}{P_t}$ називається коефіцієнтом перекриття. Він

характеризує собою середнє число пар зубців, що одночасно знаходяться в зачеплення, тобто плавність передачі. Якщо $\zeta = 1,7$, то на протязі 70% часу в зачепленні знаходяться 2 пари зубців, а на протязі 30% – одна. рекомендується $\zeta_{min} \geq 1,4$.

При багатьох достоїнствах евольвентне зачеплення, має ряд недоліків:

1. Недостатня контактна міцність у зв'язку з малими радіусами кривизни робочих поверхонь;
2. Порівняно високі втрати потужності обумовлені двома видами тертя: кочення і ковзання;
3. Чутливість передач до неточностей виготовлення і монтажу через лінійний контакт зубців.

2.1.4. Короткі відомості про способи виготовлення і обробки зубчатих коліс

Заготовки коліс одержують литтям, штампуванням або куванням залежно від матеріалу, форми і розмірів.

Нормальна і довговічна робота зубчатих коліс в значній мірі залежить від правильності контуру і відносного положення бічних поверхонь зубців. При недостатній точності передача працює із значним шумом, а зубці отримують додаткові динамічні навантаження. Циліндричні і конічні передачі загального призначення зазвичай виготовляють по 6 – 9 ступеням точності. Точність зчеплення залежить від способу виготовлення коліс (найвища – 1, найменша – 12).

Для тихохідних передач при $v \leq 3$ м/с колеса виготовляють з литими зубцями без, або з подальшою механічною обробкою для підвищення точності. (СЧ15-32 . .СЧ21-40. . .35Л, 45Л, 55Л).

При масовому виробництві мілкомодульних коліс невисокої точності застосовують метод гарячої накатки зубців без подальшої їх обробки. Зубці накатником видавлюються, волокна в металі згинаються і міцність зуба підвищується. Вінець заготовки нагрівають струмами високої частоти до 1200°C і обкатують колесом накатником. Спосіб накатки немає відходу металу.

У більшості випадків зубці коліс піддають механічній обробці в дві стадії: Нарізання і обробка зубців. Нарізання зубців виконується двома методами: копіювання і обкатки. Копіювання полягає в прорізанні впадин між зубцями дисковою або пальцевою фрезою, яка має контур ріжучої частини той же що і впадина між зубцями. Обробка ведеться на зубофрезувальних верстатах. Після прорізання однієї впадини колесо повертають на кут, відповідний кроку колеса і процес повторюється. Точність обробки невисока 9 – 10 ступінь. Метод застосовується в ремонтній справі для тихохідних і середньошвидкісних передач.

Метод обкатки має більш широке застосування, оскільки процес обкатки безперервний. В основу нарізання зубців методом обкатки покладено зчеплення колеса з рейкою. При цьому рейка використовується як ріжучий інструмент. У процесі нарізання заготовка колеса обертається навколо своєї осі, а інструментальна рейка виконує зворотно поступальні рухи паралельно осі заготовки і одночасно поступальні рухи паралельно дотичної до обода заготовки (див. рис. 2.5.). Початкове коло нарізаного колеса ділиться кроком рейки на z рівних частин, завдяки чому воно одержало назву ділильного кола.



Рис. 2. 5. Нарізання зубців інструментальною рейкою-гребінкою

Поблизу вихідного контуру інструментальної рейки висота головки зуба більша на величину $C = 0,25m$. Це необхідно для утворення більшої глибини впадини, що забезпечує радіальний зазор.

Зубці нарізають:

1. Рейкою (гребінкою) на прямозубих і косозубих колесах з великим модулем;
2. Долбляком, що обертається із заготовкою як паралельні зубчаті колеса(рис 2.6.). Але долбляк виконує ще і зворотно поступальні рухи й ріжучими кромками зубців вирізає впадини в заготовці. Долбляками виготовляють колеса і з внутрішнім розташуванням зубців;
3. Черв'ячною фрезою, що має в осьовому перетині форму інструментальної рейки. Заготовка і фреза одночасно і безперервно обертаються навкруги своїх осей. Широко застосовуються для виготовлення циліндричних коліс із зовнішнім розташуванням зубців.

Нарізання прямих зубців кінечних коліс проводять струганням, фрезеруванням; а кругових зубців – різцевими головками.

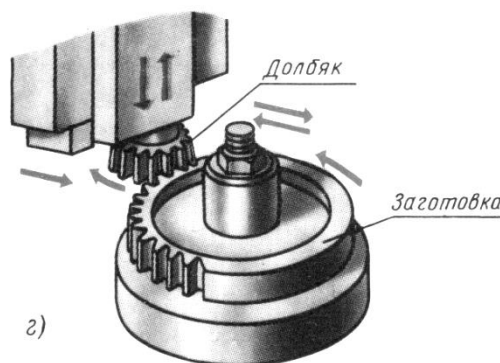


Рис. 2. 6. Нарізання зубців долбляком

Зубчаті колеса 1-7 ступенів точності обробляються наступними методами:

1. Притиранням, коли колесо якийсь час працює в парі із спеціальним чавунним колесом – притиром. В зачеплення вводять спеціальні пасти або абразивні крихти;
2. Шліфуванням на спеціальних зубошліфувальних верстатах способом копіювання або обкатки;
3. Шевінгуванням, при якому інструмент, який називається шевером, працює аналогічно долбяку або рейці і знімає тонкий шар матеріалу з поверхні незагартованих зубців. Шевер – це зубчате колесо з вузькими канавками на бічних поверхнях зубців.

2.1.5. Конструкція зубчатих коліс і матеріали які використовуються для їх виготовлення

Залежно від призначення і розмірів зубчаті колеса мають різну конструкцію. Циліндричні і конічні шестерні виконують як одне ціле з валом (вал-шестерня), якщо відстань від впадини зуба до паза шпонки менше 2,5 *m* для циліндричних і 1,6 *m* для конічних шестерень, або діаметр шестерні менше двох діаметрів валу.

При діаметрі $d_a \leq 150$ мм сталеві зубчаті колеса виготовляють з прокату або поковок. Колеса діаметром 150 – 500 мм одержують куванням(рис. 2.7.б), штампуванням(рис. 2.7.а), відливанням або зварюванням(рис. 2.7.в), з дисками полегшеної форми. Колеса діаметром понад 500 мм виконують литими із спицями, або зварними. Бандажовані або скручувані великі колеса застосовують в цілях економії легированих сталей(рис.2.7.г). Вінець виконують з якісної сталі, а центр чавунний.

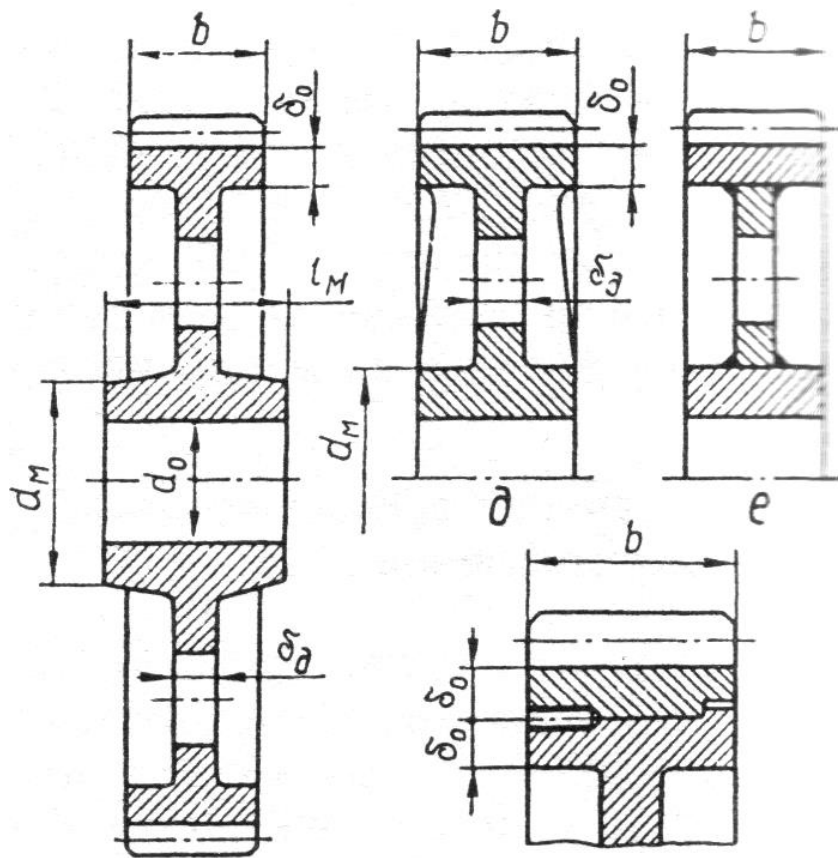


Рис. 2. 7. Конструкції зубчатих коліс

Колеса виготовляють із сталей, чавунів, пластмас, текстоліту.

Перша група – колеса з твердістю $H < HB350$. Застосовуються в мало– і середньонавантажених передачах. Матеріалами для коліс цієї групи служать вуглецеві сталі 35, 40, 45, 50, 50Г; леговані сталі 40Х, 45Х, 40ХН, 12ХН3А і інші. Термообробка – поліпшення, проводиться до нарізання зубців. Колеса добре прироблюються і не схильні до крихкого руйнування. Для рівномірного зносу зубців і кращій їх прироблюваності твердість шестерні повинна бути на 20-50 HB більше твердості колеса.

Друга група – колеса з твердістю $H > HB350$, застосовуються в важконавантажених передачах. Висока твердість робочих поверхонь зубців досягається об'ємним і поверхневим гарту, цементацією, азотацією, ціануванням. Ці види термообробки дозволяють у декілька разів підвищити навантажувальну здатність передачі в порівнянні з поліпшеними сталями.

Зубці нарізають до термообробки, обробка зубців проводиться після термообробки.

Для виготовлення литих коліс використовуються сталі від 35Л до 55Л, колеса піддаються термообробці – нормалізації. Чавуни СЧ 18 – 36 до СЧ 35 – 56 застосовуються при виготовленні коліс тихохідних, малонавантажених, відкритих передач. Зубці коліс добре приробляються але мають знижену міцність на згин.

Пластмаси застосовуються в швидкохідних малонавантажених передачах для шестерень, що працюють в парі з металевими колесами. Передача відрізняється безшумністю і плавністю ходу. Найбільшого поширення набули текстоліт, капрон, нейлон, поліформальдегід, лигнофоль.

2.1.6. Найменше число зубців і способи коригування зубчатих коліс

При виготовленні коліс з малим числом зубців по методу обкатування може мати місце підрізання зубців, тобто врізання ріжучого інструменту в ніжку зуба колеса. При цьому значно знижується міцність зуба на згин. Чим менше число зубців, тим більше величина підрізання. Мінімальне число зубців, які можна виготовити без підрізання, становить 17.

Для усунення явища підрізання зубців нормального евольвентного зчеплення застосовуються спеціальні способи виправлення їх профілю, які називаються коригуванням зубчатих зчеплень. Коригуванням досягається підвищення міцності зубців на згин, і зниження зносу зубців. Коригування полягає в тому, що профілі зубців виконують іншими ділянками евольвенти того ж основного кола. Кориговані зубці виготовляють на тих же верстатах і тим же інструментом що і не кориговані. Але інструмент встановлюють щодо заготівки з деяким зсувом в радіальному напрямі. Чим більше зсув, тим більше зменшується кривизна профілю. В результаті зуб біля основи товщає і міцність його підвищується.

2.1.7. Види руйнування зубців

Типовими видами пошкоджень є поломка зубців, викришування, знос, заїдання і пластичні деформації робочих поверхонь.

Поломка зубців носить втомний характер. Під дією змінного навантаження (при кожному черговому вході зуба в зачеплення) біля основи зуба виникають змінні напруги згину. В зоні концентрації напруги можуть виникати втомні тріщини. Поломка зуба можлива і при значному короткочасному перевантаженні.

Викришування поверхонь зубців в зоні їх зіткнення відбувається через виникнення контактних напруг. Спостерігається у передачах працюючих зі змащуванням. На зубах з'являються втомні мікротріщини біля полюсної лінії які розвиваються в віспинки (ямки). Поверхня стає нерівною, посилюється нагрів і шум. У відкритих передачах, де змащування відсутнє викришування не спостерігається, оскільки абразивний знос відбувається швидше.

Знос зубців (абразивний і прироблюваний) відбувається в наслідок стирання поверхні зуба металевими частинками, брудом. При цьому зменшується перетин зубців, що веде до поломки.

При недостатньо гладкій поверхні зубців відбувається прироблюваний знос. Він спостерігається в перший період роботи і триває до згладжування нерівностей.

Заїдання виявляється в тому, що під дією великого тиску масляна плівка на поверхнях роздавлюється і вони зчіплюються одне з одним настільки міцно, що частинки більш м'якого зуба приварюються до поверхні парного колеса. При відновленні руху частинки м'якого матеріалу відриваються від зуба і залишають на поверхні борозни.

Пластичні деформації спостерігаються на зубах важконавантажених сталевих коліс. Під дією сил тертя, частинки поверхневого шару ведучого колеса зміщуються від полюса, а на зубах веденого колеса – до полюса. Через це на перших, вздовж полюсної лінії, утворюються канавки, на других – хребти. Щоб зменшити це явище застосовують більш в'язкі мастила, які зменшують сили тертя.

2.1.8. Розрахунок зубців на міцність і згин

При розрахунку зубчатих передач визначають контактну міцність зубців і міцність при їх згині. Розрахунок на контактну міцність виконують при наступних допущеннях:

1. Зубці розглядаються як циліндри завдовжки « b » рівній ширині вінця. Радіуси цих циліндрів дорівнюють радіусам кривизни профілів зубців в лінії зчеплення;
2. Силу нормального тиску F_n вважають прикладеною в полюсі зачеплення і рівною $F_n = F_t / \cos \alpha$, F_t – окружна сила згинаюча зуб, $\alpha=20^\circ$ – кут нахилу лінії зачеплення.

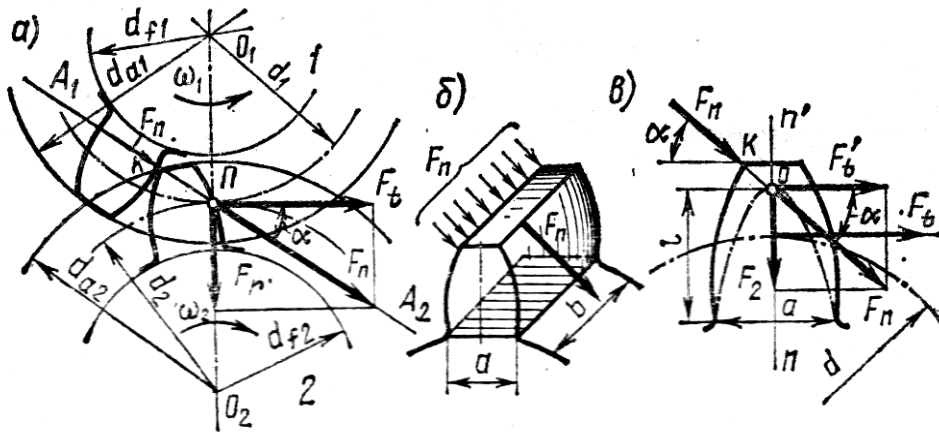


Рис. 2. 8. Сили діючі в зачепленні

3. Неточності виготовлення передачі приводять до нерівномірного розподілу навантаження по довжині контактної лінії і порушенню плавності зчеплення. Тому для забезпечення необхідної міцності зубців в розрахункові формули вводять не номінальне значення F_b , а розрахункове $F_{np} = K_n \cdot F_b$, де $K_n \geq 1$ – коефіцієнт навантаження.

Робочу контактну напругу, що виникає в прямозубій циліндричній передачі відповідно до ГОСТ 21354 – 75 визначають по формулі для перевірного розрахунку:

$$\sigma_H = Z_H Z_m Z_\xi \sqrt{\frac{K_H K_t (u \pm 1)}{d_1} \cdot b \cdot u} \leq \sigma_{Hp}$$

де Z_i – коефіцієнт форми зубців для прямозубих коліс $Z_i = 1,76$;

Z_i – коефіцієнт матеріалу коліс;

Z_ξ – коефіцієнт сумарної довжини контактних ліній для прямозубої передачі $Z_\xi \approx 1$;

d_1 – діаметр ділильного кола;

\hat{E}_i – коефіцієнт навантаження;

\dot{e} – передавальне відношення;

$\sigma_{i\dot{\theta}}$ – допустима таблична контактна напруга.

Знак «+» відповідає зовнішньому зчепленню, «-» – внутрішньому.

При проектувальному розрахунку закритої циліндричної передачі на контактну міцність зазвичай визначають міжосьову відстань:

$$a_w \geq K_a (\dot{e} \pm 1) \sqrt[3]{\hat{E}_{i\dot{\theta}} \dot{Q}_1 / (\dot{e} \Psi_{ba} \sigma_{i\dot{\theta}}^2)},$$

де K_a – табличний коефіцієнт;

$\hat{E}_{i\dot{\theta}}$ – коефіцієнт нерівномірності навантаження по ширині зуба $\hat{E}_{i\dot{\theta}} = 1,1 - 1,5$;

\dot{Q}_1 – обертальний момент, н · м;

Ψ_{ba} – коефіцієнт ширини вінця залежить від матеріалу і розташування колеса відповідно опор, $\Psi_{ba} = 0,1 - 0,6$.

Розрахунок зуба на згин проводиться за припущенням, що зуб представляє консольну балку навантажену на кінці нормальною силою

$$F_n = F_t / \cos \alpha, \text{ з небезпечним перетином біля основи } S = a \cdot b.$$

Вводячи Y_F – коефіцієнт форми зуба і K_F – коефіцієнт навантаження одержимо формулу перевірконого розрахунку прямозубих передач на згин:

$$\sigma_F = Y_F \cdot K_F \cdot F_t / (b \cdot m) \leq \sigma_{FP},$$

де σ_{FP} – допустима напруга при згині.

m – модуль зубчатого колеса, мм.

Модуль зубців при проектувальному розрахунку визначають із співвідношення: $m = (0,01 - 0,02)aw$ мм, і округляють до найближчого більшого стандартного значення.

2.1.9. Розрахунок косозубих і конічних коліс

Зуб прямозубого колеса входить в зачеплення по всій довжині. Неточності виготовлення приводять до поштовхів при вході зуба в зачеплення. При цьому плавність передачі знижується і зростає шум. Щоб уникнути цього при окружній швидкості $v > 6$ м/с застосовують косозубі й шевронні колеса, в яких зубці входять в зачеплення поступово, від одного конуса зуба до іншого.

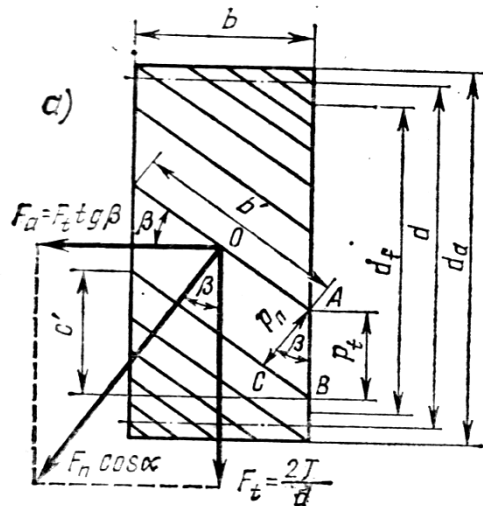


Рис. 2. 9. Параметри косозубої передачі

Параметри косозубої передачі:

P_n – нормальний крок, C – зміщення зуба, b – ширина вінця, b_1 – довжина зуба, $8^\circ < \beta \leq 15^\circ$ – кут нахилу зубців до осі колеса, $\cos\beta = P_n/P_t$,

$P_t = \frac{P_n}{\cos\beta}$ – окружний (торцевий) крок.

У косозубого колеса два кроки (окружний P_t і нормальний P_n) і два модулі: окружний і нормальний.

Окружний модуль:

$$m_t = \frac{m_n}{\cos\beta}.$$

Нормальний модуль:

$$m_n = \frac{P_n}{\pi},$$

де β – кут нахилу зубців до осі колеса.

Для косозубих і шевронних коліс стандартизований нормальний модуль. Ширина вінця колеса приймається із співвідношення:

$$b \geq \frac{\pi \cdot m_n}{\sin \beta} \text{ мм.}$$

Висота головки і ніжки зуба, діаметри ділильної, виступів і впадин окружностей, а також передавальне число в косозубих передачах визначається аналогічно прямозубим.

При розрахунку непрямозубих передач на контактну витривалість зубців і витривалість на згин, використовують формули для прямозубих передач з відповідними коефіцієнтами.

Сила тиску зуба шестерні на зуб колеса розкладається на:

1. Окружне зусилля направлене по дотичній до ділильного кола

$$F_t = \frac{2T}{d}, \text{ Н;}$$

2. Радіальна сила $F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha / \cos \beta$;

3. Осьова сила $F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta$.

Тут кут зачеплення $\alpha = 20^\circ$, T – обертаючий момент.

У косозубих передачах можна зменшити мінімально допустиме число зубців шестерні прямозубої передачі $Z_{min \text{ пр.}} = 17$ із співвідношення

$$Z_{min} = Z_{min \text{ пр.}} \cdot \cos 2\beta.$$

Конічні колеса застосовують на практиці коли геометричні осі валів перетинаються під кутом 90° .

Колеса в даному випадку є конуси, кінці вершин яких знаходяться в точці перетину осей цих валів. По бічних поверхнях конусів нарізують зубці методом обкатки, розміри яких (товщина і висота) зменшуються у напрямку до вершин конусів.

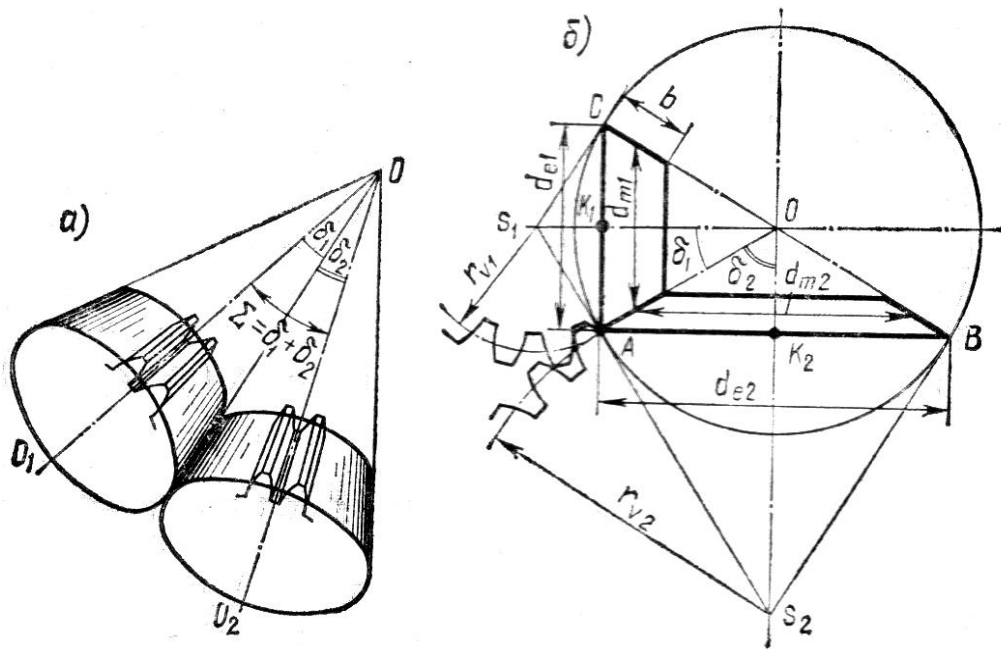


Рис. 2. 10. Параметри конічної зубчатої передачі

Оскільки зубці змінні по довжині, розрізняють зовнішній окружний модуль m_e , (його вибирають із стандартного ряду модулів), і середній модуль (по середині довжини зуба) – m_t . Зовнішній ділительний діаметр – $d_e = m_e z$, середній ділительний діаметр – $d_m = m_t z$. Передавальне число:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_{m2}}{d_{m1}} = \frac{z_2}{z_1}.$$

Конічні зубчаті колеса виготовляють з прямими, косими, криволінійними зубцями і застосовують в передачах невеликої потужності.

2.1.10. Втрати в зубчатих передачах

При відносному русі зубців виникає тертя котіння і ковзання, на подолання якого витрачається частина передаваної потужності. Тертя призводить до нагріву, зношування зубців і зниження ККД передачі.

Величина втрат в зчепленні залежить від форми і числа зубців, а також коефіцієнту тертя в зчепленні « f ».

Для закритих передач: $f = 0,05 - 0,1$;

для відкритих передач: $f = 0,7 - 0,8$.

Середня величина втрат в зачепленні:

$$P_3 = \frac{\pi \xi f}{2} \left(\frac{1}{z_1} \pm \frac{1}{z_2} \right) P, \text{ кВт}$$

де ξ – коефіцієнт перекриття що характеризує собою середнє число пар зубців, що одночасно знаходяться в зачепленнє.

2.2. ПАСОВІ ПЕРЕДАЧІ

Пасова передача здїйснює передачу обертального руху з одного валу на іншій при значних відстанях між ними. В передачі використовуються сили тертя між поверхнею шківa і гнучким натяжним тілом (пасом). За формою поперечного перетину пасу передачі діляться на плоско–, клино– і круглопасові.

Найбільше поширення набули плоскі і клинові паси. Круглі застосовують для передачі малих потужностей: в приладах, настільних верстатах і побутових машинах.

Достоїнства пасових передач:

1. Можливість передачі з великими міжосьовими відстанями (до 15 м);
2. Простота і низька вартість конструкції;
3. Плавність ходу;
4. Можливість витримувати перевантаження до 300%.

Недоліки:

1. Деяка непостійність передавального числа через ковзання пасу;
2. Значні габарити передач;
3. Великі навантаження на вали і опори;
4. Мала довговічність пасів.

2.2.1. Плоськопасові передачі

Плоськопасові передачі застосовуються в діапазоні потужності 0,3 – 100 кВт, передавальних числах до 5, і швидкості пасів 5 – 30 м/сек. Вони кращі клинопасових передач при високих вимогах до плавності робіт і великих міжосьових відстанях.

Плоскі паси стандартизовані. Звичайні паси роблять шкіряними, бавовно-паперово-тканинними, прогумованими, шерстяними, шовковими для швидкостей $v=25-30$ м/сек. Для швидкостей $v = 30 - 100$ м/сек застосовують швидкохідні синтетичні паси з капрону і нейлону.

Шкіряні паси виготовляють по ГОСТ 18697-73 товщиною $\delta = 3 - 5,5$ мм і подвійними (прошитими) $\delta = 7,5 - 9,5$ мм. Унаслідок високої вартості їх вживання обмежено. Володіють великою пружністю і рекомендуються для передачі змінного навантаження.

Бавовняні тканинні паси по ГОСТ 6982-75 складаються з декількох шарів б/п тканини, просочених спец матеріалом для збільшення міцності і зменшення усадки. Вони застосовуються в сухих приміщеннях для передачі невеликих і середніх потужностей $v < 15$ м/сек.

Гумовотканинні паси (найбільш поширені) виготовляють з бавовняної або синтетичної стрічки (бельтинга) з гумовими прошарками. Вони бувають двох видів по ГОСТ 23831-79: загального призначення і морозостійкі до -45°C .

Паси непридатні для роботи в умовах підвищеної вологості і наявності парів кислот і нафтопродуктів.

Шерстяні паси (ОСТ /НКТМ 3167) виготовляються з декількох шарів шерстяної пряжі просоченої спец матеріалом. Добре працюють при нерівномірному і ударному навантаженні, стійкі до пар кислот і можуть працювати в умовах підвищеної вологості.

Паси з'єднують: склеюванням (шкіряні і прогумовані), зшиванням і скріпленням. Поверхня шківів робиться гладкою циліндричною або опуклою для кращого центрування пасу. Сила тертя що використовується в пасовій передачі залежить від натягнення пасів.

Передачі бувають з постійними і регульованими міжцентровими відстанями «А». При $A = const$ необхідне натягнення забезпечується перешивкою пасу у міру його витягання, або введенням додаткових натяжних роликів.

При змінному «А» натягнення здійснюється за рахунок переміщення шківа разом з електродвигуном по направляючих за допомогою гвинта.

Передачі залежно від призначення діляться на такі види (рис. 2.11.): Відкриті з паралельними валами(а), перехресні з паралельними валами(б), напівперехресні(в), кутові(г).

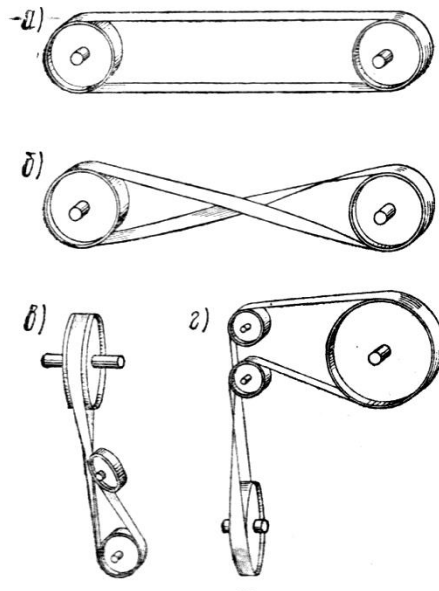


Рис. 2.11. Класифікація плоськопасових передач

Розрахункова довжина пасу при міжосьовій відстані «А» визначається по формулі:

$$L = 2A + \frac{\pi}{2}(d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4A} \text{ мм ,}$$

де d_1 і d_2 – діаметри шківів.

Чим коротше пас, тим частіше він згинатиметься і швидше вийде з ладу. Тому відстань «А» вибирають з умови довговічності:

$$A = (0,07 - 0,1)v \quad \text{чи} \quad d_1 + d_2 \leq A \leq 2,5(d_1 + d_2).$$

Якщо немає ковзання пасу на шківах, то їх окружні швидкості

$$v_1 = v_2.$$

Проте на практиці спостерігається пружне ковзання пасу на шківах, тому v_1 не рівно v_2 .

Сила натягнення ведучої гілки пасу F_1 , що збігає з веденого шківа, більше сили натягнення веденої гілки F_2 , що набігає на ведений

шків(рис.2.12.). Причому встановлено, що на ведучому шківі сила натягнення поступово зменшується, а на веденому збільшується.

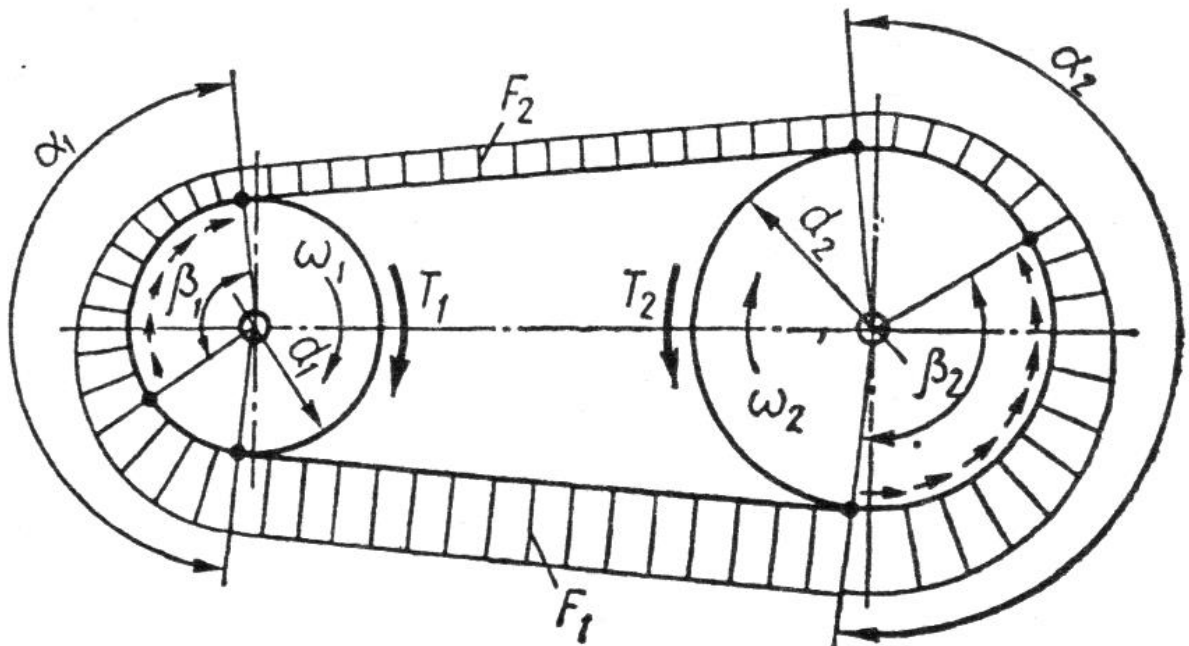


Рис. 2. 12. Ковзання пасу на шківках

А оскільки деформація пасу пропорційна його силі натягнення, то на ведучому шківі пас коротшає і ковзає (відстає від шківка), а на веденому – подовжується і ковзає із за випередження шківка.

Із за відставання пасу від ведучого шківка і випередження веденого шківка окружна швидкість шківка $v_1 < v_2$. Це явище втрати швидкості, пояснюване пружними властивостями пасу називається пружним ковзанням. Воно характеризується коефіцієнтом пружного ковзання.

$$\varepsilon = \frac{\omega_2' - \omega_2}{\omega_2} = 0.01 - 0.02,$$

Де ω_2' і ω_2 теоретична і фактична кутова швидкість веденого шківка, рад/сек.

Враховуючи це:

$$v_2 = (1 - \varepsilon)v_1, \quad \text{чи} \quad v_1 = \frac{v_2}{(1 - \varepsilon)},$$

оскільки $v_1 = \omega_1 \frac{d_1}{2}$ і $v_2 = \omega_2 \frac{d_2}{2}$,

передаточне число
$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_2}{(1 - \varepsilon)d_1}.$$

Пружне ковзання неминуче при роботі під навантаженням. Але це ковзання не можна плутати зі шкідливим ковзанням (буксуванням), що з'являється унаслідок перевантаження.

Основним розрахунком пасів вважається розрахунок по тяговій здатності. Тягова здатність пасу характеризується експериментальними кривими ковзання, які будують таким чином: по осі ординат відкладають ковзання пасу ε в % і ККД передачі η , а по осі абсцис – коефіцієнт тяги передачі $\varphi = F_t / 2F_0$, де F_t – окружна сила, а F_0 – початкове натягнення пасу, див.рис.2.13.

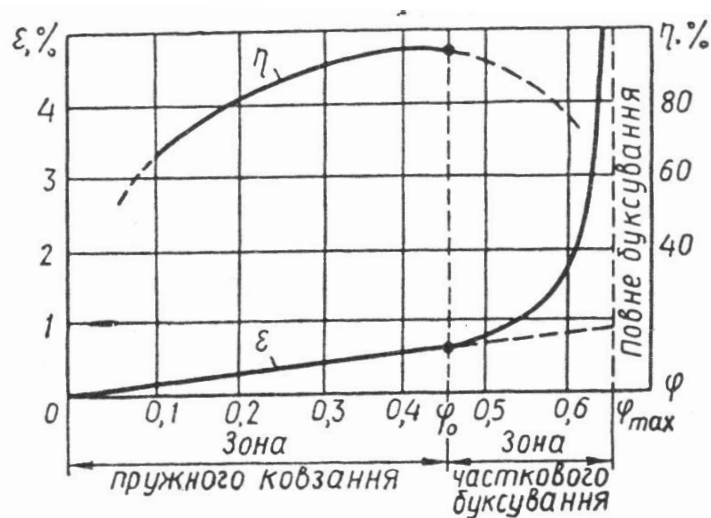


Рис. 2. 13. Криві ковзання і ККД пасової передачі

Із зростанням навантаження пружне ковзання пасу збільшується при збільшенні ККД передачі. Ця закономірність спостерігається до критичного значення коефіцієнта тяги φ_0 відповідного найбільшому допустимому навантаженню, на пас. Потім крива йде різко вгору, оскільки з'являється додаткове ковзання (буксування).

Розрахунок пасів проводять по корисній напрузі « K », яку визначають по допустимих кривих ковзання. Корисною напругою пасу « K » називається відношення окружної сили « F_t » до площі поперечного перетину « A », тобто

$$K = F_t / A$$

Оскільки:
$$\varphi_0 = F_t / 2 F_0 = (F_t / A) / (2 F_0 / A) = K / 2\sigma_0,$$

отже: $K = 2\sigma_o \cdot \varphi_o$.

Маючи експериментальні графіки для відкритої плоськопасової передачі при початковій напрузі на пасу $\sigma_o = 1,8$ МПа, швидкості $v = 10$ м/с і куті обхвату шківів $\alpha = 180^\circ$ визначили допустиму корисну напругу $[K_o]$, які приводяться в довідкових таблицях.

Розрахункову допустиму корисну напругу для заданих умов роботи пасової передачі $[K]$, визначають як добуток $[K_o]$ на поправочні табличні коефіцієнти.

Площу поперечного перетину пасу визначають по формулі

$$A = F_t / [K], \text{ мм}^2.$$

Знаючи « A » знаходять по ГОСТу тип, товщину і ширину пасу.

2.2.2. Клинопасові передачі

Клинові паси ГОСТ 1284-68 виготовляють нескінченними (безшовними) в спеціальних прес-формах. Клинопасові передачі мають найбільше розповсюдження після зубчатих передач. Вони застосовуються при швидкостях 20 – 80 м/сек і потужності до 200 кВт.

Перевага клинопасових передач перед плоськопасовими:

1. Більш високі передавальні відношення (до 15);
2. Вище тягова здатність;
3. Надійність роботи при будь-якому розташуванні валів (навіть вертикальному) і малій міжцентровій відстані;
4. Збереження працездатності при обриві одного з пасів.

Недоліки:

1. Паси менш довговічні;
2. Складніша конструкція пасів і шківів.

Клинові паси виготовляють двох видів: кордтканеві і кордшнурові.

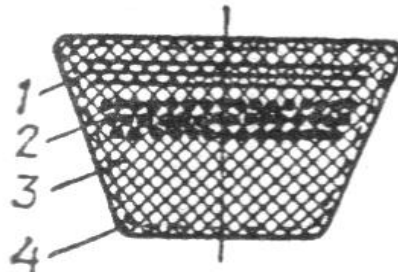


Рис. 2. 14. Будова кордтканевого клинового пасу

Кордтканеві паси складаються з декількох шарів прогумованої текстильної кордтканини 2, передаючої основне навантаження і розташованої в області нейтрального шару пасу, гумового або гумовотканинного шару розтягування 1, що знаходиться над кордом, гумового або рідше гумовотканинного шару стиснення 3, розташованого під кордом і декількох шарів обгортувальної прогумованої тканини 4.

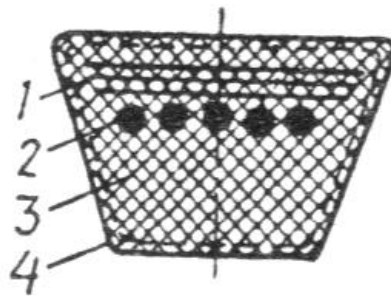


Рис. 2. 15. Будова кордшнурового пасу

У кордшнурових клинових пасах замість шарів кордтканини передбачають один шар кордшнура 2, шар розтягування 1 з гуми середньої твердості і шар стиснення 3 з більш твердої гуми. Ці паси, як більш гнучкі і довговічні, застосовують за важких умов роботи в швидкохідних передачах.

Клинові паси виготовляють трьох типів: нормального перетину, вузькі і широкі (варіаторні). Паси нормального перетину ГОСТ 1284.1-80 виготовляють 7 розмірів перетинів: О, А, Б, В, Г, Д, Е (в порядку збільшення). Ці паси виконують нескінченними різних стандартних довжин. Правильно встановлений пас повинен щільно прилягати до бічних граней жолоба шківа, не видаючись за межі обода і не торкатись дна жолоба. При цьому робочими є бічні поверхні пасу. Для роботи на шківках малих діаметрів застосовують клинові паси з гофрами на внутрішній поверхні.

Для важких умов роботи випускають клинові паси з кордом з поліамідних волокон і сталевих тросів.

Поліклинові паси поєднують достоїнства плоских пасів (монолітність і гнучкість) і клинових – підвищене зчеплення зі шківом. Конструктивно вони представляють декілька клинових пасів сполучених в один (рис.2.16). Поліклинові паси працюють при швидкостях до 40 м/сек.

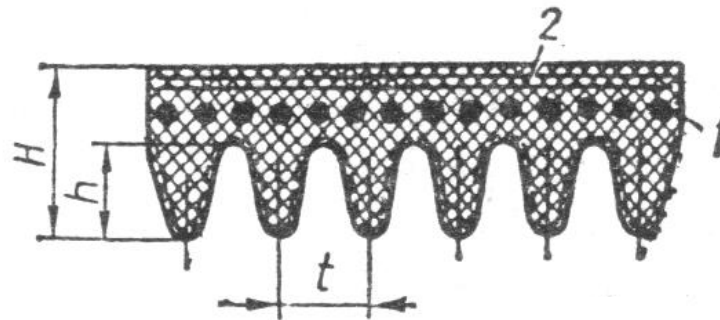


Рис. 2. 16. Будова поліклинового пасу

Клинова форма дозволяє в три рази збільшити зчеплення пасу з шківом.

Шківи пасових передач виготовляють із сталі при $v > 30$ м/сек, або з сірого чавуну при $v < 30$ м/сек. В швидкохідних передачах застосовують шківи з алюмінієвих сплавів або текстоліту. Профілі канавок і діаметри шківів стандартизовані. Залежно від діаметру шківа його обід може з'єднуватись зі ступецею суцільним диском, одним або двома рядами спиць, диском з отворами або при малих діаметрах бути суцільним – монолітним. Шківи можуть бути нероз'ємні литі, роз'ємні, а також зварні. Шківи швидкохідних передач піддають балансуванню.

Розрахунок клинопасової передачі зводиться до вибору профілю пасу, визначення його довжини і числа пасів.

По заданій потужності і орієнтовній окружній швидкості вибирають профіль (тип) пасу.

Визначають передавальне число
$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2}.$$

Далі по таблиці або формулі Саверина ($D_1 = 115 - 135 \sqrt{P_1/n_1}$ мм) приймають діаметр малого шківa.

Діаметр великого шківa визначають за формулою:

$$D_2 = D_1(1 - \varepsilon)i$$

де $\varepsilon = 0,01 - 0,03$ – коефіцієнт ковзання.

Довжину пасу визначають за формулою:

$$L = 2A + \pi/2(D_2 - D_1) + (D_2 - D_1)^2/4A$$

і по таблиці приймають стандартну довжину. Міжосьову відстань « A » приймають залежно від компоновки машини.

За формулою $v = v/L \leq 10 - 20$ %/сек перевіряють частоту пробігу пасу.

Якщо $v > 10$ то необхідне збільшити « A ».

За формулою $[K_n] = K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot K_4 \cdot K_A$ Н/мм²

визначають допустиму корисну напругу, приймаючи K_A (приведена напруга пасу) по таблиці.

Окружну силу знаходять за формулою:

$$F_t = \frac{1000P}{v} = \frac{2T_1}{D_1} \quad \text{Н,}$$

де $T_1 = 9,55 P_1/n_1$ – обертаючий момент, Н·м.

Необхідне число пасів дорівнює:

$$z = \frac{F_t}{[\hat{E}_t] \cdot F},$$

де F – площа поперечного перетину пасу. Якщо $z > 10$, то потрібно прийняти більший профіль пасу.

По таблиці або розрахунковим формулам визначають основні параметри шківів.

Силу тиску на підшипники валу від натягнення пасів знаходять за формулою:

$$Q = 2 \cdot \sigma_o \cdot F \cdot z \cdot \sin \alpha/2,$$

де σ_o – напруга попереднього натягнення $\sigma_o = 1,5$ Н/мм²

α – менший кут обхвату, град.

2.3. ФРИКЦІЙНІ ПЕРЕДАЧІ

Передачі, в яких рух від одного валу до іншого передається силами тертя між поверхнями катків називаються фрикційними. Для збудження сили тертя застосовують різні натискаючі пристрої (пружини, важелі). Найпростіші передачі складаються з двох коліс (катків): ведучого і веденого притиснутих один до одного (рис.2.17.). Сила тертя, що розвивається в результаті притиснення, рівна величині передаваного окружного зусилля.

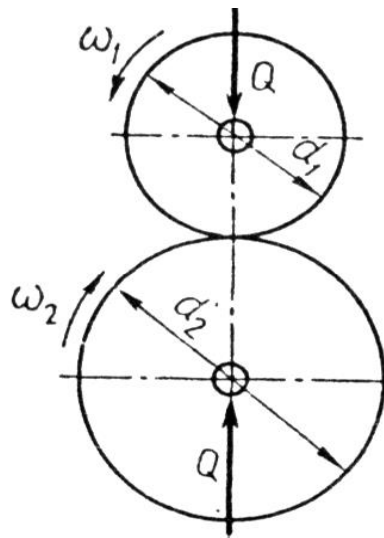


Рис. 2. 17. Найпростіша фрикційна передача

Преваги фрикційних передач:

1. Простота конструкції;
2. Плавність, безшумність роботи;
3. Запобігання від поломок при перевантаженнях;
4. Можливість включення і виключення на ходу.

Недоліки:

1. Обмежена величина передаваної потужності до 20 кВт і швидкості до 10 м/сек;
2. Великі навантаження на вали і їх опори;
3. Непостійність передавального числа;
4. Потреба в спеціальних натискаючих пристроях.

Залежно від призначення фрикційної передачі і розташування осей катків розрізняють:

1. Передачі між паралельними валами з циліндровими катками зовнішнього (а) і внутрішнього торкання(б), з клиновими катками (в);
2. Передачі між валами з пересіченими осями з конічними катками (г) а також лобова передача.

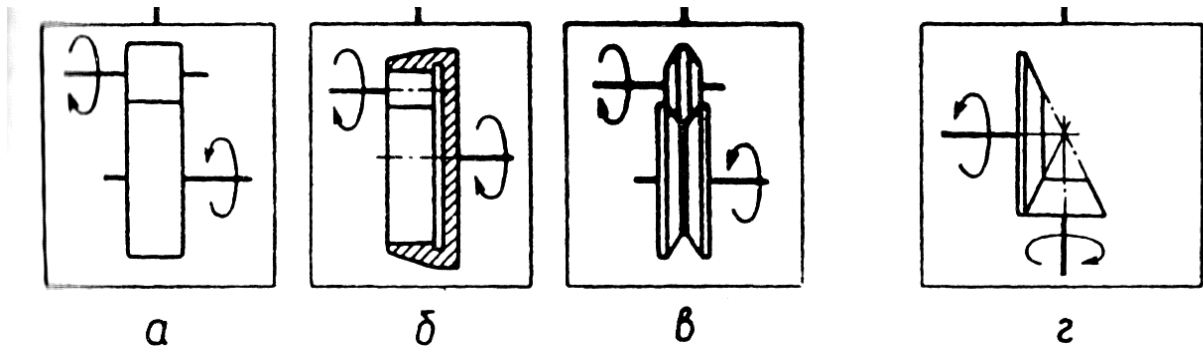


Рис. 2. 18. Види фрикційних передач

Матеріал катків повинен мати високу зносостійкість і поверхневу міцність, якомога більший коефіцієнт тертя, щоб понизити зусилля натиснення. Застосовують наступні матеріали для виготовлення катків:

1. Загартована сталь по загартованій сталі типа ШХ15;
2. Чавун по чавуну або сталі;
3. Сталь по пластмасі (текстоліт, фібрі). Ведучий каток виготовляють з м'якого матеріалу, щоб при буксуванні на ньому не утворилися лиски.

Циліндричні передачі складаються з двох катків, закріплених на паралельних валах, що спираються на підшипники.

Передавальне число:
$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1}.$$

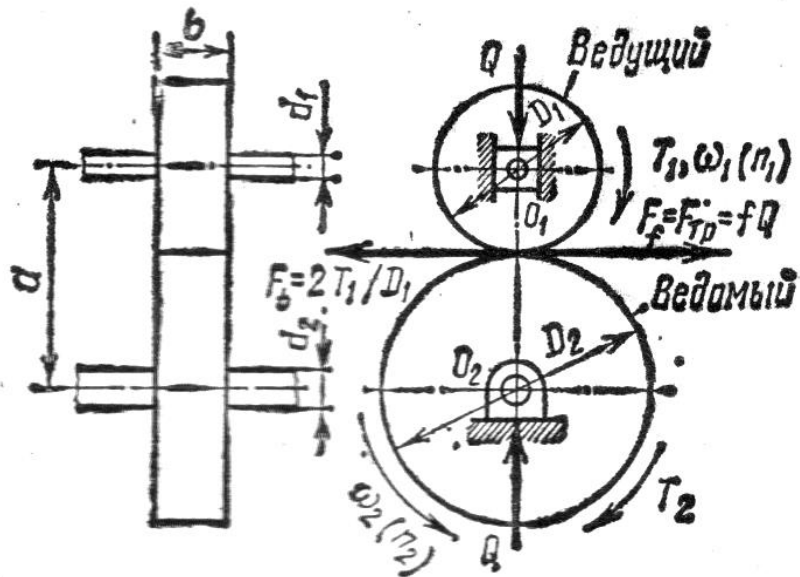


Рис. 2. 19. Параметри циліндричної фрикційної передачі

Для створення сили тертя катки притискаються один до одного силою Q , див рис 2.19. Щоб передача працювала необхідний щоб сила тертя була більше окружної сили:

$$F_t \leq T_{mp} = f Q, \text{ Н}$$

де $F_t = 2T_1/d_1$ – окружне зусилля.

Зусилля натиснення дорівнює:

$$Q = \frac{\beta F_t}{f} = \frac{2\beta T_1}{d_1 f},$$

де $\beta = 1,25 - 1,5$ – коефіцієнт запасу зчеплення катків.

Для зменшення Q необхідно вибрати матеріали з найбільшим коефіцієнтом тертя, але також враховувати, що при $v > 7$ м/сек робота в суху недопустима.

Міжосьова відстань рівна:

$$a = 0,5 (d_1 \pm d_2).$$

Ширина катка визначається залежно від міжосьової відстані

$$b = \Psi_a \cdot a \quad \text{мм},$$

де $\Psi_a = 0,2 - 0,4$ – коефіцієнт ширини катка.

У кінчних передачах катки мають форму усіченого конуса і закріплені на валах з пересічними осями, рис.2.20.

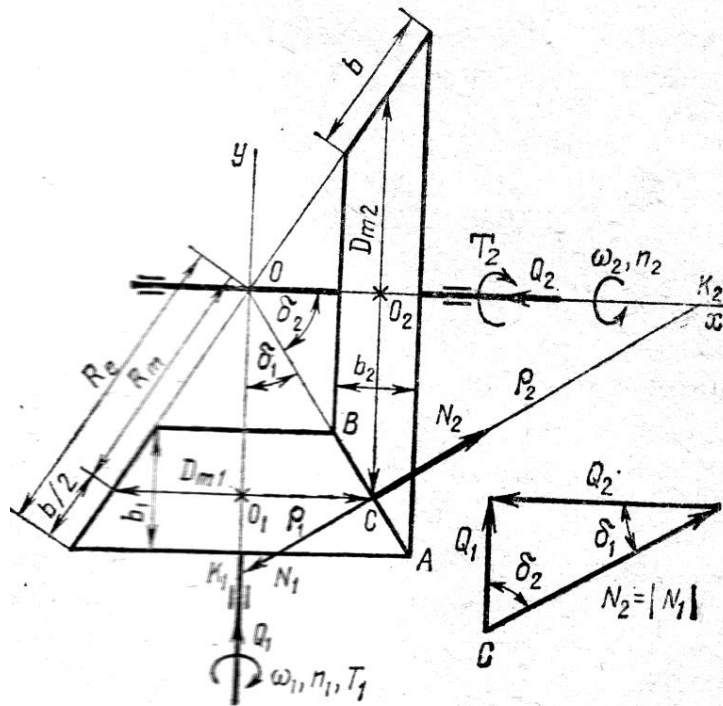


Рис. 2. 20. Параметри конічної фрикційної передачі

Передаточне число дорівнює:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{Dm_2}{Dm_1} = \operatorname{tg} \delta_2$$

де δ_1 і δ_2 – кути конусності.

Якщо міжосьовий кут рівний 90° , тоді середня конусна відстань

$$R_m = \sqrt{(0.5Dm_1)^2 + (0.5Dm_2)^2} = 0.5Dm_1 \sqrt{i^2 + 1},$$

де Dm_1 – середній діаметр ведучого катка.

Як і для циліндричної передачі повинна виконуватись нерівність

$$F_t < fQ,$$

звідки сила стиснення $Q = \frac{\beta F_t}{f} = \frac{2\beta T_1}{f Dm_1}$, Н

де β – коефіцієнт запасу зчеплення;

F_t – окружна сила;

T_1 – обертаючий момент.

2.4. ЛАНЦЮГОВІ ПЕРЕДАЧІ

2.4.1. Будова і область застосування ланцюгових передач

Ланцюгова передача відноситься до числа передач з проміжною ланкою. Обертання ведучої зірочки перетворюється в обертання веденої завдяки зчепленню ланцюга із зубцями зірочок. Ланцюгова передача застосовується для передачі руху між паралельними валами. На відміну від пасової, працює без ковзання, подібно зубчастій. Найбільш поширені передачі потужністю до 100 кВт, швидкістю до 15 м/сек, $i < 8$. Застосовуються у верстатах для обробки метала і деревини, сільськогосподарських і транспортних машинах, велосипедах, мотоциклах, транспортерах.

Достоїнства ланцюгових передач:

1. Можливість використання при великих міжосьових відстанях (до 8 м);
2. Менше, ніж в пасових передачах навантаження на вали;
3. Постійність передавального числа;
4. Можливість передачі руху одним ланцюгом декільком валам;
5. Високий ККД (0,96 – 0,98).

Недоліки ланцюгових передач:

1. Витягування ланцюга, унаслідок зносу шарнірів;
2. Необхідність ретельного монтажу і догляду;
3. Шумність в роботі;
4. Непридатність передачі для реверсування без пауз.

Ланцюгові передачі розрізняють:

1. Привідні з роликівими, втулковими, зубчастими і фасонноланковими (крючковими і штирьовими) ланцюгами;
2. По кількості ланцюгів передаючих навантаження (одно– і багаторядні);
3. Відкриті і закриті.

Привідні роликові типа ПРЛ (однорядна) (рис.2.21.) і ПР (двох і трирядні) ланцюги складаються з ланок утворених з внутрішніх пластин 5,

зовнішніх пластин 1 запресованих на осі 3. На втулках 4 вільно насаджені ролики 2, що котяться по зубцях зірочки.

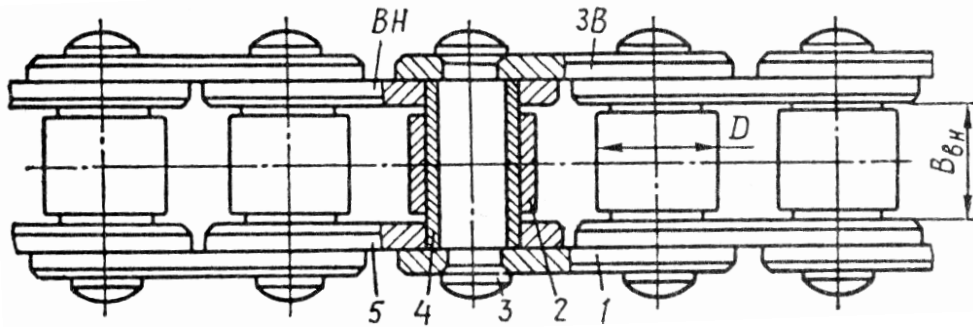


Рис. 2. 21. Будова роликвого ланцюга

Втулкові ланцюги мають таку ж конструкцію, але без роликів. Ці ланцюги можуть бути одно— і багаторядні. Зносостійкість втулкового ланцюга менше ніж роликвого.

Роликві ланцюги із зігнутими пластинами типу ПРИ застосовують при динамічних навантаженнях, дивись рис.2.22.

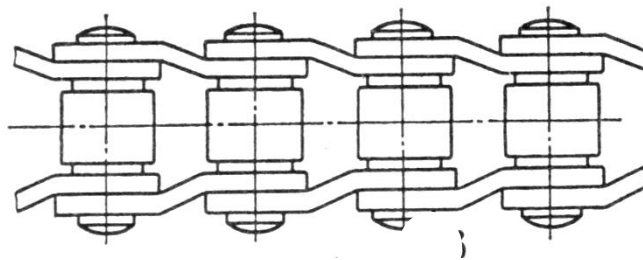


Рис. 2. 22. Будова роликвого ланцюга із зігнутими пластинами

Зубчасті ланцюги мають ланки з наборів пластин із зубцями (рис.2.23.). Ланки сполучені шарнірами. Кожна пластина має два зубці із впадиною, в яку входить зуб зірочки. Зубчасті ланцюги працюють більш плавно, менше шум, але більш складні у виготовленні і дорожче роликвих.

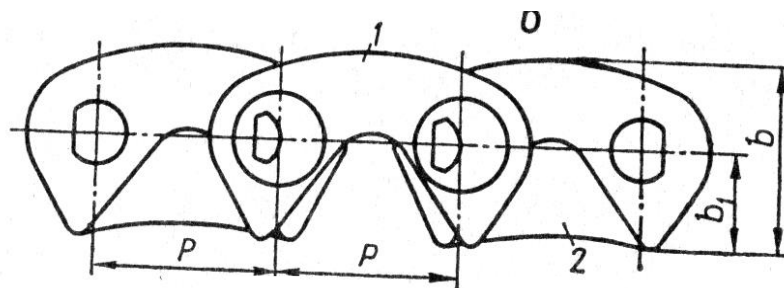


Рис. 2. 23. Будова зубчастого ланцюга

Зубчасті ланцюги застосовують рідко. Також, іноді при невеликих швидкостях застосовують фасонноланкові (крючкові і штирьові) ланцюги.

2.4.2. Параметри ланцюгових передач

Зірочки багато в чому подібні зубчастим колесам. Діаметр ділильного кола, на якому розташовуються осі шарнірів рівний:

$$D_o = \frac{t}{\sin \frac{\pi}{z}}$$

де t – крок зубців,

z – число зубців.

Діаметр виступів рівний $d_e = d + 0.8D$,

де d – діаметр ролика.

Профіль зуба прямолінійний – для зубчастих ланцюгів, криволінійний – для решти ланцюгів.

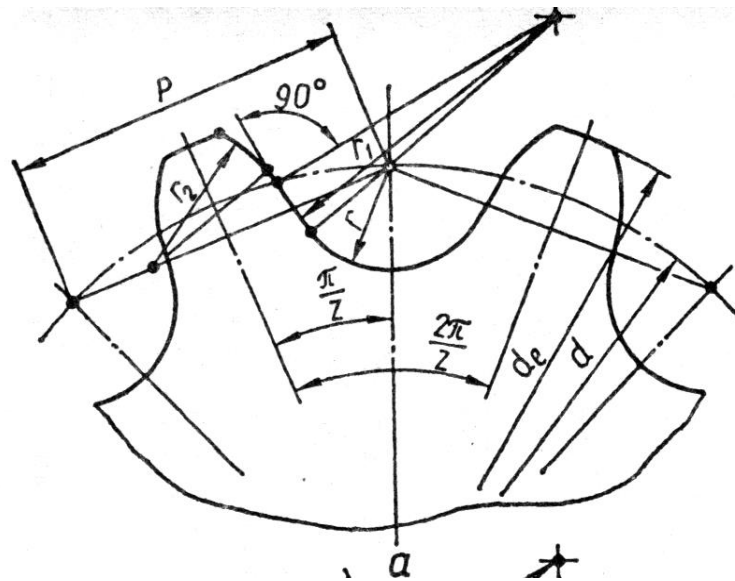


Рис. 2. 24. Параметри ланцюгової передачі

Крок для роликового ланцюга

де z_1 – число зубців на ведучій зірочці.

Одержану величину кроку округляють до стандартного значення.

Швидкість ланцюга
$$v = \frac{Pz\omega}{2\pi 1000} = \frac{ztn}{60 \cdot 1000} \quad \text{м/сек.}$$

Передавальне число
$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1},$$

де $\omega_1; \omega_2; n_1; n_2$ – кутові швидкості і числа обертання ведучої і веденої зірочок;

z_1 і z_2 – числа зубців зірочок.

Мінімальне число зубців зірочок – 12, а максимальне 100 вибирають по таблиці залежно від передавального числа.

2.4.3. Розрахунок ланцюгових передач

Вихід з ладу ланцюгових передач відбувається із за зносу зубців зірочок, пластин і шарнірів. Із за зносу шарнірів крок ланцюга збільшується, виникає небезпека зіскакування ланцюга із зірочок. Допустиме подовження ланцюга не більше 2%.

Розрахунок ланцюга на зносостійкість шарнірів є основним. Необхідна зносостійкість забезпечується за умови, що середній тиск в шарнірі не перевищує допустимого:

$$p = \frac{F_t \cdot K}{S} \leq [P],$$

де F_t – окружне зусилля;

K – коефіцієнт експлуатації передачі;

S – площа проекції опорної поверхні шарніра ланцюга.

Ланцюги, вибрані з урахуванням цієї умови володіють достатньою міцністю і немає необхідності виконувати їх перевірку по коефіцієнту запасу міцності.

2.5. РЕДУКТОРИ І ВАРІАТОРИ

2.5.1. Призначення і класифікація редукторів

Виробничі машини перетворюють механічну роботу від двигуна в роботу пов'язану з виконанням технологічних процесів. Робочі органи виробничих машин повинні рухатися з певними швидкостями.

Двигуни, зазвичай, мають великі кутові швидкості і невеликий обертальний момент. А виробничим машинам в більшості випадків необхідний великий обертальний момент і невеликі кутові швидкості. Для передачі руху від двигуна до виробничої машини із зміною кутової швидкості і обертального моменту служать передавальні механізми.

Передавальні механізми, що забезпечують постійне передавальне число і слугують для пониження кутової швидкості веденого валу називаються редукторами, для збільшення швидкості веденого валу – мультиплікаторами, а якщо швидкість веденого валу може змінюватися в процесі експлуатації – варіаторами.

У редукторах застосовуються, в основному, передачі зачепленням (зубчасті, черв'ячні і ланцюгові). Потужності, що передаються редукторами, складають 0,1 – 50000 кВт, передавальні числа i до 3000.

Редуктори характеризуються зубчатими колесами з малими модулями $m < 35$ мм, що збільшує точність і зменшує шум при роботі передачі. Шестерні часто виготовляються разом з валом. Матеріал коліс – термічно оброблені вуглецеві і леговані сталі. Корпус редуктора відливають з чавуну або сталі, рідше зварюють. Редуктор змащують мастилом, яке наливають в порожнину корпусу (при невеликій потужності і окружній швидкості) або ж подають примусово під тиском. Мастило індустриальне И-20А (веретенне), частіше індустриальне И-40А (машинне). Авіаційне МС20, трансмісійне ТАП15В і інші. Підшипники кочення змащують цими ж мастилами або мазями (консталином, солідолом).

Класифікація редукторів:

1. По виду ланок передачі (циліндричні, конічні, черв'ячні, комбіновані)
2. По числу пар передач (одно– і багатоступінчаті).

2.5.2. Основні схеми редукторів і їх особливості

ГОСТ 16162-85 передбачає використання одноступінчатого циліндричного редуктора для широкого діапазону потужностей при $i < 8$.

Його конструюють як правило, в горизонтальному виконанні. Промисловість випускає його під маркою ЦУ.

Двоступінчатий циліндричний редуктор застосовується при $8 < i < 45$. Серійно випускається під маркою Ц2У (несиметричне розташування зубчатих коліс щодо опор), типа Ц2С (співвісне розташування ведучого і веденого валів) і типа Ц2У-Н із зачепленням Новікова.

Триступінчатий циліндричний редуктор типа Ц3У забезпечує $45 \leq i \leq 200$.

Одноступінчатий конічний редуктор (вхідний і вихідний вали взаємно перпендикулярні) має $i \leq 6,3$.

Стандартні двоступінчаті конічно-циліндричні редуктора мають $12 < i < 45$.

Черв'ячний редуктор типу «Ч» застосовується при осях що перехрещують і передавальному числі $8 < i < 80$. Має компактний розмір і безшумний в роботі.

Планетарні редуктори відрізняються компактністю при великих передавальних числах і застосовуються в літаках, вертольотах, приладах, лебідках, автомобілях, сільгосп машинах. Маса планетарного редуктора зменшується в 2 – 3 рази в порівнянні з простими.

Вибираючи тип редуктора потрібно враховувати ККД, габарити, масу, вартість виготовлення і експлуатації. ККД зубчатої передачі більше черв'ячної, тому при тривалій експлуатації черв'ячного редуктора вартість електроенергії, затраченої на подолання втрат може бути більше вартості виготовлення зубчатого редуктора.

2.5.3.Методика розрахунку одноступінчатого редуктора

Розрахунок редуктора складається з розрахунку його елементів (передач, валів, шпонок і підшипників). Як правило, вихідними даними є потужність на веденому валу P_2 та частота обертання веденого валу n_2

Потужність електродвигуна дорівнює:

$$P_1 = P \partial \partial = \frac{P_2}{\eta} \quad \text{кВт}$$

де P_1 – потужність на швидкохідному валу, кВт;

$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3$ – ККД редуктора;

η_1 – ККД пари зубчатих коліс, $\eta_1=0,98$;

η_2 – ККД пари підшипників, $\eta_2=0,99$;

η_3 – ККД передачі від двигуна до редуктора (якщо є).

Знаючи $P_{\text{дв}}$ і кутову швидкість вхідного валу редуктора по каталогу підбирають двигун. Далі визначають передавальне число:

$$i_{\text{ред}} = \frac{n_1}{n_2},$$

де n_1 - частота обертання електродвигуна.

При розрахунку зубчатої передачі вибирають матеріал коліс і визначають табличні допустимі напруги. По відомих формулах визначають параметри зубчатого зчеплення ($a_w, m, d, d_a, d_f, b, z$).

При ескізному опрацюванню редукторів викреслюють контури корпусу, ухвалюють рішення про змащування підшипників і зубчатих коліс. Далі проводять розрахунок валів. Потім вибирають підшипники. Після цього валам надають конструктивну форму і розраховують на міцність. Далі підбирають і перевіряють шпонки на зріз, а також визначають розміри корпусу. Питання змащування зубчатих коліс і підшипників вирішують з урахуванням швидкості зубчатих коліс. В кінці розрахунку приймають посадки деталей редуктора.

2.5.4. Варіатори

Пристрій для плавної (безступінчатої) зміни швидкості обертання веденого валу при постійній швидкості ведучого валу називається варіатором.

Типи варіаторів:

1. З безпосереднім контактом ведучої і веденої ланок (лобовий, конусний, дисковий);

2. З проміжними ланками (конусний з проміжним диском, торовий, клинопасовий).

Однією з основних характеристик варіаторів служить діапазон регулювання:

$$D = \frac{\omega_2 \max}{\omega_2 \min} = \frac{n_2 \max}{n_2 \min} = \frac{U \max}{U \min} \text{ – для веденого валу.}$$

Варіатори з жорсткою ланкою служать для передачі невеликих потужностей при $D = 4 - 10$. Конструктивне виконання їх різноманітне.

Лобовий варіатор дуже простий, $D = 3 - 4$, рис 2.27. Каток зазвичай виготовляють з шкіри. При збільшенні « r_2 » зменшується кутова швидкість диска. Якщо каток перемістити за вісь диска, то ведений вал обертатиметься в протилежну сторону, цей процес називається реверсуваням.

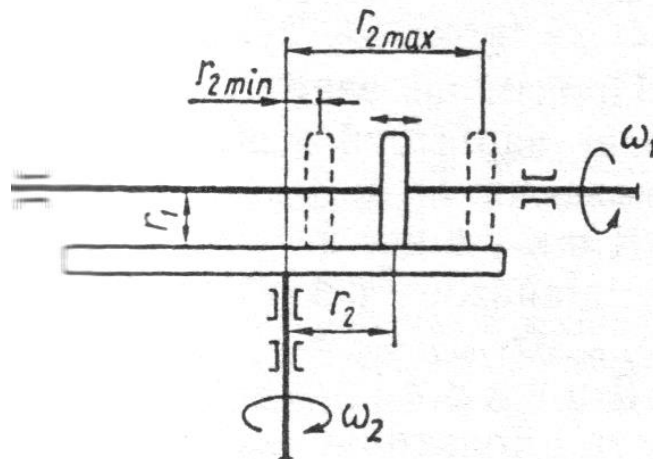


Рис. 2. 27. Схема лобового варіатора

Конусний варіатор має діапазон регулювання $D \leq 3$, рис. 2.28.

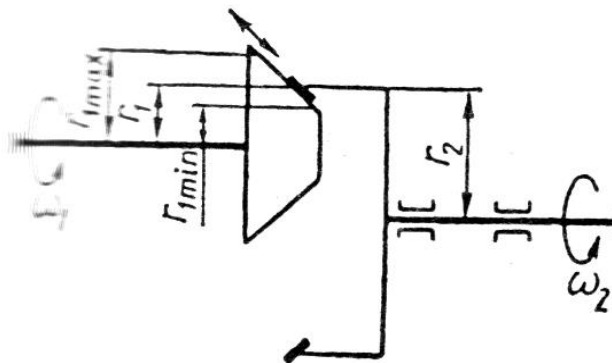


Рис. 2. 28. Схема конусного варіатора

Дискові варіатори мають практичне значення з діапазоном регулювання $D = 2 - 3$, рис. 2.29. Обертаючий момент передається за рахунок тертя між пластинами дисків. Зміна передавального відношення досягається переміщенням ведучого валу відносно веденого з конічними дисками.

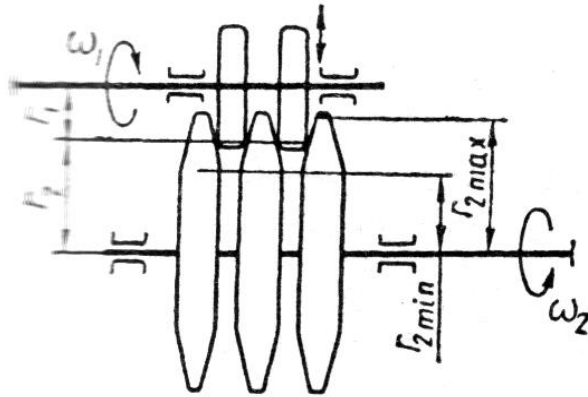


Рис. 2. 29. Схема дискового варіатора

Конусний варіатор з проміжним диском передає малі навантаження (до 5 кВт) в діапазоні регулювання $D = 5 - 6$, рис. 2.30. При переміщенні диска міняються радіуси r_1 і r_2 катків і передавальне відношення $U = r_1/r_2$.

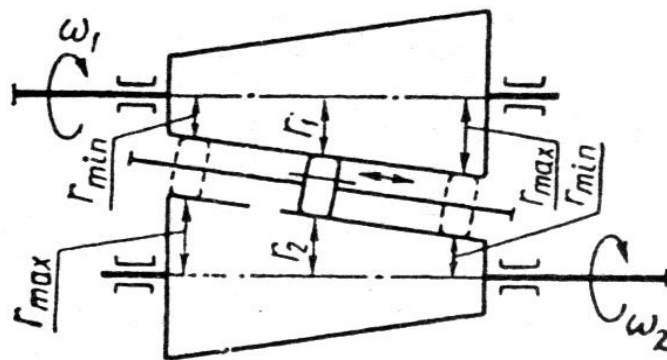


Рис. 2.30. Схема конусного варіатора з проміжними дисками

Торовий варіатор відрізняється великим коефіцієнтом корисної дії $\eta = 0,95$ і застосовується для діапазонів регулювання $D = 5 - 7$. Сферичні катки насаджені на ведучі і ведені вали, рис.2.31. Різні передавальні числа отримують шляхом зміни кута нахилу проміжного катка (ролика).

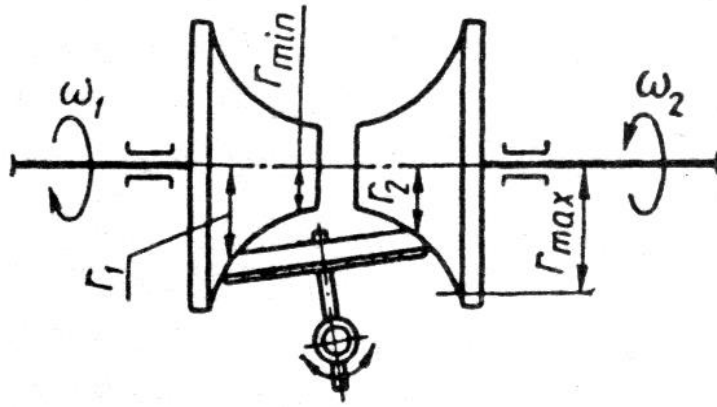


Рис. 2. 31. Схема торового варіатора

Клинопасовий варіатор дає можливість досягти $D \leq 12$, рис.2.32. Конусні шківні пари однієї пари зближуються, іншої – розходяться. При цьому міняються радіуси r_1 і r_2 , а отже і передавальне відношення.

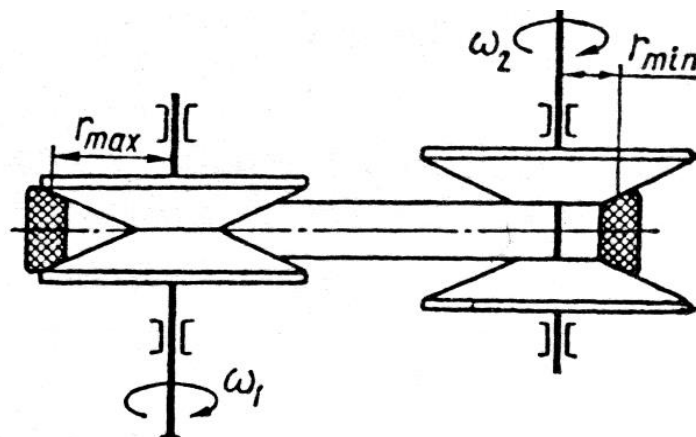


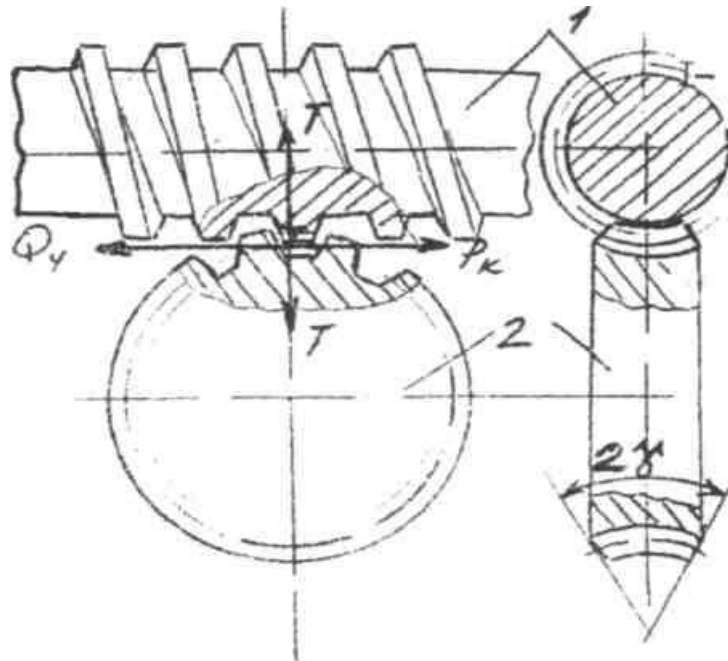
Рис. 2. 32. Схема клинопасового варіатора

2.6 ЧЕРВ'ЯЧНІ ПЕРЕДАЧІ

2.6.1. Застосування, будова і матеріал черв'ячних передач

Черв'ячні (зубчасто - гвинтові) передачі застосовують для передачі руху між валами, осі яких перехрещуються під кутом 90° градусів. Черв'ячна передача складається з черв'яка і черв'ячного колеса, рис. 2.33. Черв'ячний гвинт (черв'як) виконують з трапецеїдальної нарізкою, циліндричної або глобоїдної форми. Черв'ячне колесо нагадує зубчасте колесо з косими зубцями ввігнутої форми. У осьовому перерізі колесо представляє собою

гайку, яка частково охоплює черв'як, черв'як-зубчасту рейку. Черв'як може бути одно й многозаходним, лівим і правим. Зазвичай ведучим є черв'як і



передача працює як сповільнююча.

Рис. 2.33 Черв'ячна передача

Переваги черв'ячних передач:

1. Можливість отримання великих передавальних чисел $i=7-80$ при компактній конструкції;
2. Плавність ходу і безшумність роботи;
3. Можливість виконання передачі самогальмуючої.

Недоліки: порівняно невисокий ККД, не перевищує 0,7 - 0,8 , застосування для колес дорогих антифрикційних матеріалів;

Матеріал передачі повинен утворювати антифрикційні пару. Черв'яки виготовляють з середньо вуглецевих сталей 35, 45, 50, легованих сталей 20X, 40X, 40XH. Черв'яки швидкохідних передач термічно обробляють до твердості HRC 45 і шліфують. Вінець зубчастого колеса виготовляють з чавуну СЧ15-32, СЧ18-36, СЧ21-40 (для тихохідних передач) і бронзи різних марок Бр. ОФЮ-І, Бр. ОНФ, Бр. АЖ 9 -4.(для швидкохідних і важких передач).

2.6.2. Геометричні співвідношення в черв'ячній парі

Хід витка черв'яка дорівнює: $S = Z_{\text{ч}} \cdot t$, мм ,

де $t = \pi \cdot m$ – осьовий крок;

$Z_{\text{ч}} = 1-4$ -число заходів черв'яка.

Осьовий модуль колеса « m » повинен відповідати стандартним значенням. Кут підйому гвинтової лінії з ділильні циліндра можна знайти з

розгортки витка на площині: $\text{tg} \gamma = \frac{S}{\pi d_{\text{ч}}} = \frac{m z_{\text{ч}}}{d_{\text{ч}}}$ або $d_{\text{ч}} = \frac{m z_{\text{ч}}}{\text{tg} \gamma}$.

Позначимо $\frac{Z_{\text{ч}}}{\text{tg} \gamma} = q$ - число модулів в діаметрі ділильного циліндра черв'яка (коефіцієнт діаметра черв'яка). Тоді ділильний діаметр черв'яка - $d_{\text{ч}} = m q$.

Висота зуба: $h = 2,2m$.

Діаметр вершин: $da_{\text{ч}} = m(q+2)$.

Діаметр впадин $df_{\text{ч}} = m(q-2,4)$.

Значення « m » і « q » стандартизовані.

Параметри колеса: $d_k = m z_k$ - ділильний діаметр;

$da_k = m(z_k + 2)$ - діаметр вершин;

$da_k = m(z_k - 2,4)$ - діаметр впадин.

Міжосьова відстань передачі:

$$a_w = \frac{d_{\text{ч}} + d_k}{2} = \frac{m(z_k + q)}{2}.$$

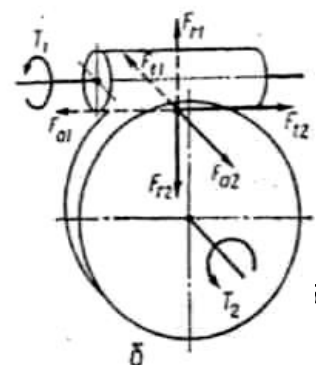
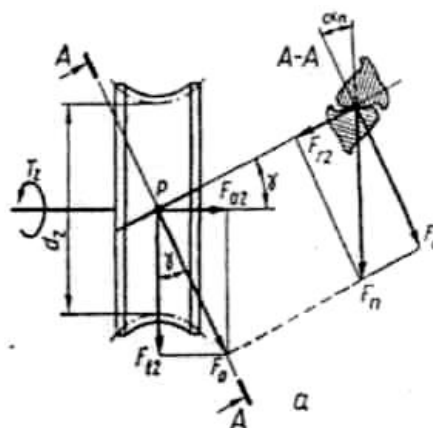
Передаточне число черв'ячної пари:

$$i = \frac{\omega_{\text{ч}}}{\omega_k} = \frac{n_{\text{ч}}}{n_k} = \frac{z_k}{z_{\text{ч}}},$$

де - $\omega_{\text{ч}}$, $n_{\text{ч}}$ – кутова швидкість і частота обертання черв'яка.

2.6.3. Сили, що діють в черв'ячних передачах

Повне зусилля нормальне до зуба



колеса в черв'ячній передачі може бути розкладено на три складові: окружну F_t , радіальну F_r і осьове зусилля F_a , дивись рис. 2.34

Окружне зусилля Рис.2.34 Сили в черв'ячній передачі на колесі дорівнює осьовому зусиллю на черв'які

$$F t_2 = F a_1 = \frac{2T_2}{d_2} .$$

Радіальні зусилля на колесі і черв'які дорівнюють:

$$F r_2 = F r_1 = F t_2 t g \alpha ,$$

де $\alpha = 20^\circ$ – кут зчеплення.

Осьовий зусилля на колесі дорівнює окружному зусиллю на черв'які.

$$F a_2 = F t_1 = \frac{2T_1}{d_1} ,$$

Сила $F a_1$ прагне зрушити черв'як уздовж осі, створює осьове навантаження на опори, сила $F r_1$ згинає черв'як у вертикальній площині а сила $F t_1$ згинає черв'як у горизонтальній площині.

2.6.4. Принципи розрахунку черв'ячних передач

Основними причинами виходу з ладу черв'ячних передач є заїдання і знос. Це пов'язано з великими швидкостями ковзання витків черв'яка по зуб'ям колеса і великими втратами потужності на тертя. При заїданні частинки поверхневого шару зубів колеса зчіплюються з частинками поверхні черв'яка. Вірогідність заїдання тим більше, чим вище контактні напруги. Тому передачі розраховують на міцність зуба по контактним напруженням (проектувальний розрахунок) і напругою згину (перевірочний розрахунок). В основу виведення формул розрахунку черв'ячних передач покладені ті ж вихідні залежності, що і для зубчастих передач. При проектувальних розрахунках черв'ячних передач визначають міжосьову відстань за формулою:

$$a_w = 61^3 \sqrt{\frac{10^3 M_k k_H}{[\sigma_H]^2}} \quad \text{мм,}$$

де $[\sigma_H]$ - допустимі контактні напруження, МПа (Н/мм²);

M_k - обертовий момент на колесі, Н·м;

$K_H = 1,1 \dots 1,4$ - коефіцієнт розрахункового навантаження. Більше значення K_H приймають для високошвидкісного передач і змінної навантаження.

Отримане значення « a_w » округлюють до найближчого більшого значення за ГОСТ 2144-76.

Осьовий модуль черв'яка, рівний торцевому модулю колеса, визначають за формулою і округлюють до стандартного за ГОСТ 2144-77:

$$m = (1,4 \dots 1,7) a_w \frac{z_k}{z_k}, \quad \text{мм.}$$

Розрахувавши геометричні розміри колеса і черв'яка проводять перевірку зубців колеса на згин. Витки черв'яка не перевіряють, тому що вони значно міцніше зубів колеса. Перевірка зубів колеса не втому при згині проводиться за умовою:

$$\sigma_u = \frac{1,2 \cdot M_k \cdot \gamma_u}{y \cdot m^2 \cdot z_k \cdot d_q} \leq [\sigma_u] .$$

де γ_u коефіцієнт зносу, $\gamma_u = 1$ для закритих, $\gamma_u = 1,5$ - для відкритих передач.

y - коефіцієнт форми зуба, визначають за таблицею в залежності від числа зубьєв, $y = 1,24 - 1,80$.

Якщо ця умова не виконується, то визначають модуль колеса з умови міцності на згин:

$$m = \sqrt{\frac{1,2 \cdot M_k \cdot \gamma_u}{y \cdot z_k \cdot d_q \cdot [\sigma_u]}}, \quad \text{мм.}$$

Перевірочний розрахунок на контактну витривалість проводять за формулою для контактних напружень в колесі:

$$\sigma_H = \frac{170}{\frac{z_k}{q}} \cdot \sqrt{\left(\frac{z_k + 1}{a_w}\right)^3} \cdot 10^3 \cdot M_k \cdot K_H \leq [\sigma_H]$$

Умова перевірки задоволено, якщо розрахункове напруження перевищує допустиме не більше ніж на 5%, або має місце недовантаження не більше 10%.

3. ОСНОВНІ ДЕТАЛІ ТА З'ЄДНАННЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Деталі машин і вузли машин повинні мати між собою зв'язок, який здійснюється за допомогою з'єднань. З'єднання можуть бути рухомими і нерухомими.

З'єднання розрізняють:

- 1) Нероз'ємні (заклепкові, зварні, з'єднання з натягом, на клею);
- 2) Роз'ємні (різьбові, шпонкові, шліцові і профільні).

Вибір виду з'єднання визначається призначенням конструкції і економічними міркуваннями.

3.1. НЕРОЗ'ЄМНІ З'ЄДНАННЯ

3.1.1. Загальні відомості про заклепкові з'єднання

Заклепкові з'єднання застосовують в конструкціях, що сприймають інтенсивні вібраційні і ударні навантаження або при виготовленні виробів з не зварюваних матеріалів.

До недоліків заклепкових з'єднань відноситься:

- 1) Ослаблення деталей заклепковими отворами;

- 2) При з'єднанні деталей встик необхідно застосовувати накладки, що приводить до збільшення маси конструкції;
- 3) Заклепки і матеріали повинні бути з однаковим температурним коефіцієнтом лінійного розширення.

Заклепка – циліндровий стрижень круглого перетину, на кінці якого є заставна головка, а друга головка (замикаюча) утворюється в процесі клепки.

Стрижень заклепки вводять в просвердлені отвори так, щоб заставна головка за допомогою підтримки знизу щільно притискала до деталей, що скріпляються. Виступаюча частина циліндрового стрижня під ударами молотка або клепаючої машини перетворюється на замикаючу головку.

Сталеві заклепки діаметром $d \leq 12$ мм і заклепки з кольорових металів ставлять без нагріву, оскільки вони можуть бути перепалені, а при $d > 12$ мм – з нагрівом, оскільки це полегшує формування головки і поліпшує якість з'єднання.

Заклепки діляться на 3 групи: з суцільним стрижнем, трубчаті, спецзаклепки.

Заклепки з суцільним стрижнем (рис. 3.1) за формою головки розрізняють: з напівкруглою головкою, з напівпотайною головкою, з плоскоконичною головкою, з потайною головкою.

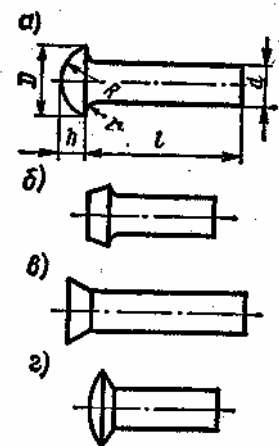


Рис. 3.1. Заклепки з суцільним стрижнем

Матеріал заклепок: маловуглецева сталь мідь, алюміній, латунь і ін.

Трубчасті заклепки (пістони) (рис 3.2) використовують для з'єднання металевих деталей шкіри, тканин.

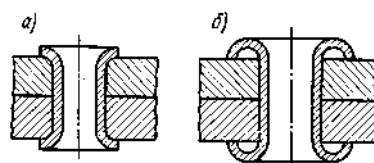
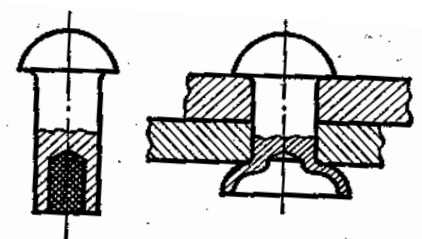


Рис. 3.2. Трубчасті заклепки



При нагріві спецзаклепки відбувається вибух, при якому утворюється замикаюча головка, рис.3.3. Вони застосовуються коли ускладнений доступ до замикаючої головки.

Рис.3.3. Вибухові спецзаклепки

З'єднання деталей декількома заклепками називається заклепковим швом.

Заклепувальні шви розрізняють за призначенням:

- 1) Міцні (для різних інженерних споруд);
- 2) Щільні, забезпечують герметичність і міцність (резервуари під тиском). Заклепки ставлять в гарячому стані.

По взаємному розташуванню листів шви розділяють на нахлесткові та стикові (з однією або двома накладками).

По розташуванню заклепок шви розрізняють на однорядні та багаторядні (з паралельними рядами або в шаховому порядку).

3.1.2. Розрахунок заклепувальних швів

Полягає у визначенні діаметра “ d ”, числа заклепок “ m ”, кроку заклепувального шва “ t ”, відстані заклепок до краю деталі “ l ” і відстані між рядами заклепок “ a ”.

Методику визначення основних співвідношень розмірів міцних швів розглянемо на прикладі однорядного однозрізного шва.

Діаметр заклепок вибирають залежно від товщини листа “ δ_{\min} ”. По діаметру заклепок визначають крок і інші розміри заклепувального шва. Потім проводять розрахунок заклепок на міцність і визначають кількість заклепок “ m ”.

Причинами руйнування з'єднання можуть бути: зріз заклепок, зім'яття стін отворів і бічної поверхні заклепок, розрив листа в перетині ослабленому отворами, руйнування кромки листа у отворі під заклепку .

Міцність заклепок на зріз визначається за умовою:

$$\tau_{зр} = P/nsm \leq [\tau_{зр}],$$

де P – зсовуюча сила;

n – число площин зрізу;

m – кількість заклепок шва;

s – площа поперечного перетину заклепки ;

$[\tau_{зр}]$ – допустиме напруження зрізу для заклепки.

Умова міцності на зминання стін отворів і поверхонь заклепок:

$$\sigma_{зм} = P/m s_{зм} \leq [\sigma_{зм}],$$

де $s_{зм} = \delta_{\min} d$ – площа зминання;

δ_{\min} – найменша товщина листів, що склеплюються.

Міцність на розрив листа визначається за умовою:

$$\sigma_p = P/m(t - d) \delta_{\min} \leq [\sigma_p],$$

а на зріз кромки листа (по двох перетинах):

$$\tau_{зр}' = P/2m (\ell - d/2) \leq [\tau_{зр}'].$$

З цих рівнянь знаходять m – кількість заклепок.

Величини допускаємих напруг, беруться з таблиць.

Діаметр заклепки дорівнює:

$$d = (1,8 \div 2,2) \delta_{\min},$$

де δ_{\min} – товщина деталей (листа).

Відстань до краю листа $\ell = (1,5 \div 2)d$.

Крок заклепувального шва $t = (3 \div 6)d$.

Відстань між рядами заклепок $a = (2 \div 3)d$.

Товщина накладок $\delta_1 = 0,75 \delta_{\min}$.

Ослаблення листа отворами характеризується коефіцієнтом міцності шва, який дорівнює

$$\varphi = (t - d)/t = 0,66 \div 0,85.$$

Рекомендації при конструюванні заклепкових швів:

1. Ослаблення з'єднуємих виробів повинне бути мінімальним в небезпечних перетинах;

2. Для однієї конструкції необхідно застосовувати заклепки одного діаметра;

3. Деталі з'єднуються мінімум двома заклепками;

4. Щоб уникнути вигину деталей заклепки розташовують на осі, проходячої через центр ваги поперечних перетинів склепуємих деталей, або симетрично відносно цієї осі.

Якщо одна або обидві деталі несиметричні, наприклад кутник, то заклепки слід розміщувати якнайближче до його осі, що проходить через центр ваги.

3.1.3. Зварні з'єднання основний тип нероз'ємних з'єднань

Зварювання – технологічний процес з'єднання деталей шляхом місцевого нагріву зони їх зіткнення до розплавленого або пластичного стану.

Перевагою зварки в порівнянні із заклепковими з'єднаннями є:

1. Економія металу за рахунок відсутності накладок;
2. Менша трудомісткість (немає розмітки і виконання отворів);
3. Можливість з'єднання деталей криволінійної форми;
4. Щільність з'єднання;
5. Безшумність технологічного процесу, а також можливість механізації і автоматизації.

Недоліки зварного з'єднання: виникнення залишкових напруг після зварки, складність перевірки якості шва, короблення деталей.

Зараз освоєна зварка всіх конструкційних сталей, чавуна, мідних, алюмінієвих і інших сплавів кольорових металів, а також деяких пластмас і кісткової тканини. Основні види зварювання: плавленням і контактна.

Зварювання плавленням може бути хімічне і електродугове. При хімічній (газовій), зварюваний метал доводять до плавлення. Необхідна температура отримується при спалюванні ацетилену в струмені кисню. Вона застосовується при зварюванні маловуглецевих сталей і всіх кольорових металів завтовшки менше 40 мм

При електродуговій зварці метал розплавляється теплом електричної дуги, утвореної між електродом і зварюваними деталями. Метал електроду заповнює проміжок між зварюваними деталями. Електрод покривають спецрозчином, який при розплавленні утворює на металі тонкий шар шлаку, захищаючий метал від окислення. Діаметр електродів 1,6 – 12мм, тип ЭЗ4 – Э100А (число вказує межу міцності електроду на розтягування в кг/мм², буква А гарантує отримання пластичних властивостей шва). Для живлення дуги необхідний струм $U = 24 \div 40\text{В}$ і $I = 40 \div 200\text{ А}$. Зварка може бути ручна, автоматична і напівавтоматична під шаром флюсу. До різновиду електродугової зварки відноситься зварка в середовищі захисних газів: аргонодугова і в середовищі вуглекислого газу (для зварки деталей малої товщини).

При контактному зварюванні метал розігрівають теплом, до пластичного стану і здавлюють. Різновиди контактної зварки:

1. Стикова, для з'єднання деталей великого перетину рис .3.4;
2. Точкова, для з'єднання тонкостінних елементів;
3. Рельєфна (різновид точкової, зварюються одночасно декілька точок);
4. Роликова.

Зварні з'єднання бувають: стикові, кутові, таврові, напустковим.

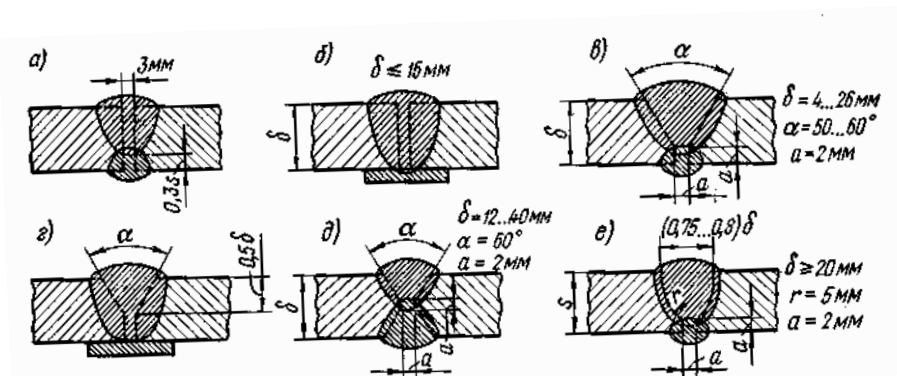


Рис.3.4. Види стикових швів

Стиковими швами сполучають деталі, що знаходяться в одній площині. Перед зваркою кромки деталей на стику часто піддають обробці.

Стикові шви розрізняють: без скосу кромки, V – образні, X – образні, U – образні. Шви працюють на розтягування і стиснення. Їх міцність перевіряють по формулах:

$$\sigma_p = F / \delta \ell \leq [\sigma_p],$$

$$\sigma_c = F / \delta \ell \leq [\sigma_c],$$

де $[\sigma_p]$, $[\sigma_c]$ – допустимі напруження розтягування і стиснення для матеріалу шва, Н/мм²

F – зовнішня сила, Н;

ℓ – розрахункова довжина шва, мм²;

δ – товщина шва, мм².

Напусткове з'єднання виконують за допомогою кутових (валикових) швів. Кутові шви по розташуванню відносно сили, діючої на шов, розрізняють: лобові, флангові, косі і комбіновані. Кутові шви бувають без попередньої підготовки кромки і з підготовкою кромки. По характеру виконання вони односторонні і двосторонні. Кутові шви розраховують на зріз за найменшою площею перетину, розташованого в бісекторній площині прямого кута поперечного перетину шва рівної 0,7 K, де K – катет поперечного перетину шва. При дії на кутовий шов сили “F”, його міцність визначають за формулою:

$$\tau_3 = F / 0,7K\ell \leq [\tau_3],$$

де ℓ – довжина шва;

$[\tau_3]$ – допустиме напруження на зріз шва;

K = δ – катет шва, приймається рівним товщині однієї деталі.

Оскільки наплавлений метал має менш однорідну структуру, ніж метал деталей, в швах виникає концентрація напруг. Допустимі напруження $[\tau_3]$, $[\sigma_p]$, $[\sigma_c]$ приймають зниженими в частках від допустимих напружень матеріалу зварюваних виробів і способи зварки по таблиці.

3.1.4. Пресові з'єднання

Негативна різниця між розмірами охоплюваної і охоплюючої деталей до з'єднання називається натягом. Чим більше натяг, тим вище міцність

нерухомого з'єднання. З'єднання деталей за допомогою посадок з гарантованим натягом називають пресовими. Найбільше розповсюдження отримали циліндричні з'єднання, виконані з гарантованим натягом. Нерухомість сполучасних деталей забезпечується силами тертя, виникаючими на поверхні контакту деталей.

Переваги цього з'єднання:

1. Простота конструкції;
2. Хороше центрування деталей, що сполучаються;
3. Можливість сприйняття великих динамічних навантажень.

Недоліки: складність збірки (запресовки) і розбирання (розпресовки), а також вимога підвищеної чистоти посадочних поверхонь і точності їх виготовлення.

З'єднання з гарантованим натягом збирають: нагрівом охоплюючої або охолодженням охоплюваної деталі або запресовкою. Надійність з'єднання при першому способі значно вище.

Величина натягу і вид посадки визначаються залежно від тиску на посадочні поверхні з'єднуємих деталей. Цей тиск “q” повинен бути таким, щоб сила тертя повністю протидіяла зовнішній силі. При навантаженні циліндричного з'єднання діаметра “d” і довжин посадочної поверхні “l” осьовою силою “F” необхідно щоб

$$F \leq f \pi d l q ,$$

де f – коефіцієнт тертя. Звідси $q \geq F / f \pi d l$

У разі навантаження циліндричного з'єднання обертовим моментом необхідно щоб $T \leq f d l q d/2$. Звідки $q \geq 2T / f \pi d^2 l$.

Розрахунковий натяг $N_p = q d K_n$,

де K_n – коефіцієнт залежний від діаметра деталей і виду матеріалів.

Оскільки при збірці з'єднання нерівності контактних поверхонь деталей зрізаються і згладжуються, то для компенсації цього дійсний натяг повинен бути більше розрахункового

$$N_d = N_p + 1,2 (h_1 + h_2)$$

де h_1 і h_2 – висота нерівностей поверхонь, що сполучаються.

По величині N_d підбирають стандартну посадку. Іноді у важкому машинобудуванні з'єднання з гарантованим натягом здійснюють стягувальними кільцями і планками, які заздалегідь нагрівають. Після охолодження в з'єднанні утворюється необхідний натяг (рис.3.5).

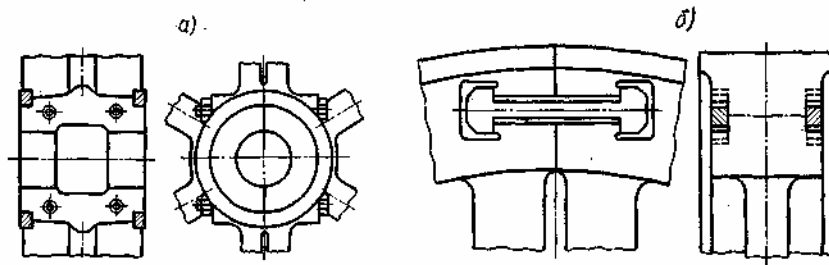


Рис. 3.5 З'єднання з гарантованим натягом

3.1.5. Клейові з'єднання

Склеювання відбувається за рахунок виникнення тонкого прошарку клею між деталями. Переваги клейових з'єднань перед зварними і заклепувальними з'єднаннями:

1. Надійність з'єднання деталей з тонких листових матеріалів;
2. Можливість з'єднання різнорідних не зварювальних матеріалів;
3. Герметичність;
4. Стійкість проти корозії.

Недоліки клейового з'єднання: низька теплостійкість (до 250 С°), необхідність зачистки склеюваних поверхонь. Міцність з'єднань залежить від поєднання матеріалів склеюваних деталей, марки клею і дотримання технології склеювання.

Міцність клейового шва неметалів більше, ніж з'єднуємих матеріалів, а для металів навпаки. Межа міцності клейового з'єднання на зріз складає 1 - 60 МПа.

Найпоширенішими є синтетичні клеї на базі фенолових, епоксидних і інших смол. Всі синтетичні клеї вологостійкі. Перед склеюванням деталі необхідно ретельно підігнати, очистити від бруду бензином або ацетоном.

На обидві поверхні наносять клей тонким шаром в межах 0,1-0,2 мм Для видалення розчинника і клею дається витримка приблизно 15 хв., потім деталі сполучають і витримують при тиску і температурі.

Розрахунок клейового шва на міцність при склеюванні проводиться по формулі:

$$\tau_3 = F / b \ell \leq [\tau_3],$$

де F- сила діюча на з'єднання;

b- ширина деталей;

ℓ- розмір нахлестування(довжина шва);

[τ₃]- допустиме напруження на зріз.

3.1.6. Паяні з'єднання

Паяння – це процес з'єднання металевих деталей за допомогою присадного матеріалу(припою), оснований на дифузійній взаємодії матеріалів деталей і припою. По конструкції паяні з'єднання подібні зварним і клейовим. Оскільки паяння здійснюється при температурі більш низькій, ніж при зварці плавленням, то деталі менше коробляться і відсутні прожоги тонкостінних елементів. Для запобігання появі на паяних поверхнях оксидів, що утворюються при паянні, використовують флюси (каніфоль, бур, хлористий цинк). Для припоїв використовують сплави на основі олова, міді, срібла.

Розрахунок на міцність паяних з'єднань здійснюють аналогічно розрахунку зварних і клейових з'єднань.

3.2. РОЗ'ЄМНІ З'ЄДНАННЯ

3.2.1. Загальні відомості про різьбові з'єднання

Різьбові з'єднання є найпоширенішими в техніці роз'ємними з'єднаннями.

До них відносяться:

1. Гвинтові пари (домкрати, гвинтові преси, регулювальні гвинти, об'єктиви фотоапаратів);
2. Кріпильні деталі (болти, гвинти, шпильки, гайки, муфти, трійники).

Різьби нарізують: плашками, мітчиками, вручну або на токарних і свердлувальних верстатах, різцями на токарних або токарно-гвинторізних автоматах, фрезами на різбофрезерних верстатах, накатуванням на різбонакатних верстатах. Процес накатки – один з видів обробки металів тиском. Між пластинами або роликми, які мають виступи відповідно профілю різьби, прокочують стрижень. При цьому матеріал частково видавлюється і частково вдавлюється. Процес відрізняється високою продуктивністю, відсутністю відходів металу в стружку, підвищенням міцності виробу унаслідок пластичної деформації поверхневих шарів металу. Переваги різбових з'єднань: висока несуча здатність і надійність, зручність збирання і розбирання, відносно мала вартість (обумовлена стандартизацією і застосуванням високопродуктивних технологічних процесів виготовлення).

Головний недолік: наявність значної кількості концентраторів напружень на поверхнях різбових деталей, що зменшує їх втомну міцність при змінних напруженнях.

3.2.2. Типи різьб

Залежно від того, на якій поверхні розташована різьба, розрізняють різьби: циліндричні і конічні, зовнішні і внутрішні. Різьба утворена при переміщенні плоского контура по гвинтовій лінії за годинниковою стрілкою в напрямі від спостерігача називається правою, а при обертанні проти годинникової стрілки - лівою. Гвинти, болти, гайки загвинчуються при обертанні за годинниковою стрілкою, вигвинчуються – проти годинникової стрілки.

Залежно від форми плоского контуру, визначаючого профіль різьби в площині, що проходить через її вісь, різьби бувають: трикутні, трапецевидні, прямокутні і круглі. По кількості заходів: одно- і багатозаходні.

Окрім форми профілю, кроку і числа заходів, різьба характеризується зовнішнім $d(D)$, середнім $d_2(D_2)$ і внутрішнім $d_1(D_1)$ діаметрами, а також кутом підйому гвинтової лінії: $\operatorname{tg} \lambda = P / \pi d_2$.

Між ходом “S” і кроком “P” існує співвідношення: $S = n P$, де n – число заходів різьби.

За призначенням різьби ділять на 3 групи: кріпильні, кріпильно-ущільнюючі і ходові.

Кріпильні різьби мають трикутний профіль. Основна різьба метрична, має профіль з кутом 60° (рівносторонній трикутник). При такому профілі менше вірогідність самовідгвинчування і вище міцність різьби. Вершини профілю різьби гвинта і гайки притуплені для зниження концентрації напружень і зменшення можливості пошкодження різьби.

Основні розміри встановлені стандартами: ГОСТ 9150-81, ГОСТ 8724-81, ГОСТ 24705-81.

Різьба з дрібним кроком володіє підвищеною стійкістю проти саморозгвинчення. Частіше застосовуються різьба з нормальним кроком, оскільки вона міцніше.

Позначення метричної різьби:

M 20 – різьба з нормальним кроком і зовнішнім діаметром $d=20$ мм;

M 20 × 1,5 – різьба з малим кроком $P = 1,5$ мм;

MK 20 × 1,5 – конічна метрична різьба;

M 20 × 1,5 LH – ліва метрична різьба.

Дюймова кріпильна різьба заборонена стандартом. Відрізняється меншим кутом профілю при вершині рівним 55° . Використовують при ремонті старого устаткування.

Кріпильно-ущільнююча різьба – трубна циліндрична по ГОСТ 6357-81 має кут профілю витків $\alpha=55^\circ$. Застосовують в з'єднаннях, що вимагають герметичності: трубопроводах для рідин і газів. Це дрібна дюймова різьба без зазорів по виступах і западинах для кращого ущільнення. Позначається: G2-B (внутрішній діаметр 2 дюйма, клас точності – B).

За номінальний розмір приймають внутрішній діаметр труби.

Іноді застосовують трубну конічну різьбу, яка позначається – R-3/4”.

Кругла різьба застосовується в цоколях і патронах електроламп, пожежній арматурі, в гвинтах схильних великим динамічним навантаженням. Згідно ГОСТ 6042-63 кут профілю круглої різьби $\alpha=30^\circ$.

Ходову різьбу застосовують для передачі руху. У трапецеїдальній різьби профіль рівнобічна трапеція з кутом при вершині $\alpha=30^\circ$. Вона застосовується в передачі гвинт-гайка та черв'ячних передачах. Позначається: Трап. 40×8.

Профіль упорної різьби не рівнобічна трапеція. Застосовують для гвинтів з одностороннім навантаженням (домкрати, лещата, вантажні крюки).

Основними деталями різьбових з'єднань є болти, шпильки, гвинти, гайки, які діляться на 11 класів міцності, а гайки – на 7 класів. Умовне позначення: Болт М 12 × 60.46 ГОСТ 7805-70(довжина 60 мм, клас міцності 4.6); Гайка М 12.8 ГОСТ 5927-70(клас міцності-8).

Шпильки застосовуються тоді, коли немає місця для головки болта або неможливо просвердлити отвір під болт.

Шайби, що закладаються під головку гвинта або гайки, оберігають від пошкодження чисто оброблених ділянок поверхонь деталей, що сполучаються.

Кріпильні деталі виготовляються з: низько- і середньовуглецевих сталей – Ст.3, Ст.4, Ст.5; вуглецевих якісних – Ст10, Ст20, Ст35, Ст45, Ст50; легованих – 38ХА, 40Х, 40ХН, 35Х, 40Г2;1Х17Н2; кольорових металів, сплавів і пластмас.

3.2.3. Розрахунок різьбового з'єднання

Для спрощення розрахунків різьби на міцність приймають, що осьове навантаження розподіляється між витками різьби рівномірно. Різьба нестандартної кріпильної деталі розраховується на зріз і на зм'яття.

При однакових матеріалах розрахунок проводять по охоплюваній деталі на зріз:

$$\tau_3 = F / \pi d_1 z k P \leq [\tau_3],$$

на зм'яття:

$$\sigma_{зм} = 4F / \pi (d^2 - d_1^2) z \leq [\sigma_{зм}],$$

де d – зовнішній діаметр різьби;

d_1 – внутрішній діаметр різьби;

z – число витків сприймаючих навантаження;

P – крок різьби;

F – осьова сила;

k – коефіцієнт повноти різьби. (для болтів $k=0,75$, для гайок $k=0,88$).

Якщо деталь виготовлена з різних матеріалів, то розрахунок на зріз виконують для кожної деталі. Розрахунок різьби стандартних кріпильних деталей на міцність не проводиться, оскільки її міцність гарантована стандартом.

Розглянемо силові співвідношення в гвинтовій парі з прямокутною різьбою (рис.3.6). Розвернемо виток прямокутної різьби гвинта по середньому діаметру d_2 в похилу площину, а гайку замінимо повзуном.

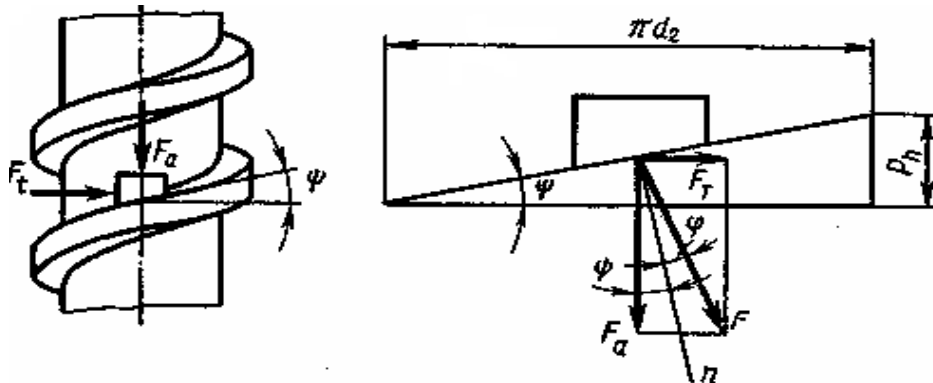


Рис. 3.6. Співвідношення в гвинтовій парі з прямокутною різьбою: F_a – осьова сила, F_z – окружна сила обертаюча гайку, F – результуюча сила взаємодії між похилою площиною і повзуном, ψ – кут підйому різьби, φ – кут тертя в різьбі (кут між напрямом сумарної реакції до нормальної реакції), P_h – хід різьби.

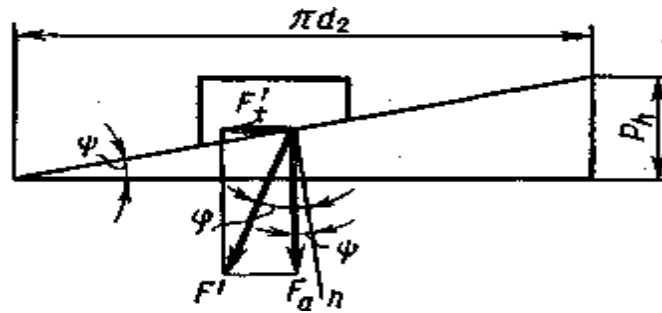
З Рис.3.6 видно: $F_t = F_a \operatorname{tg}(\psi + \varphi)$.

Обертальний момент в різьбі, створюваною силою “ F_t ” при нагвинчуванні гайки.

$$T = 0,5 d_2 F_t \quad \text{або} \quad T = 0,5 d_2 F_a \operatorname{tg}(\psi + \varphi).$$

Спуску повзуна відповідає відгвинчування гайки (рис.3.7). Тоді:

$$F_t' = F_a \operatorname{tg}(\varphi - \psi).$$



При $\psi < \varphi$, $F_t > 0$ Рис. 3.7. Відгвинчування гайки рушну силу, направлену вниз. Без додатку цієї сили тіло рухатися вниз не буде, відбудеться самогальмування. Отже, умова самогальмування: $\psi \leq \varphi$.

При підйомі повзуна (гайки) рушійною силою “ F_t ” на висоту рівну ходу різьби P_h робота рушійних сил рівна:

$$W_{д.с.} = F_t \pi d_2,$$

а робота сил корисних опорів:

$$W_{п.с.} = F_a P_h = F_a \pi d_2 \operatorname{tg} \psi.$$

ККД гвинтової пари з прямокутною різьбою

$$\eta = W_{д.с.} / W_{п.с.} = F_a \pi d_2 \operatorname{tg} \psi / F_t \pi d_2 = F_a \operatorname{tg} \psi / F_a \operatorname{tg}(\psi + \varphi) = \operatorname{tg} \psi / \operatorname{tg}(\psi + \varphi).$$

Для гвинта з трикутною різьбою, по аналогії з попередніми міркуваннями, момент необхідний для підйому вантажу $T = 0,5 d_2 F_a \operatorname{tg}(\psi + \varphi')$, окружна сила $F_t = F_a \operatorname{tg}(\psi + \varphi')$,

де $\varphi' = \varphi(\cos \alpha / 2)$ – приведений кут тертя;

α – кут профілю різьби.

Умова самогальмування трикутної різьби $\psi \leq \varphi'$.

Для трикутної різьби φ' має більше значення, ніж φ у прямокутній різьби. Тому самогальмування легше зупинити при різьбі з трикутним профілем. При статичному навантаженні з'єднань кріпильні різьби задовольняють вимогам самогальмування. При динамічному навантаженні, вібраціях в різьбовому з'єднанні спостерігаються радіальні переміщення витків різьби і зниження коефіцієнта тертя до 70-85%. В результаті виникає небезпека самовідгвинчування.

Розробка стопорних пристроїв заснована на наступних принципах:

1. Підвищення сил тертя на поверхнях контакту деталей (пружинні шайби, контргайки);
2. Застосування деталей перешкоджаючих зсуву гайки (шплінти, спецшайби);
3. Стопоріння наглухо шляхом приварювання гайок.

3.2.4. Розрахунок болтів

В більшості конструкцій болти навантажені осьовими силами. Вихід з ладу болтів, гвинтів і шпильок відбувається унаслідок розриву їх стрижня по різьбі або по перехідному перетину у головки в гладкій частині. Тому ціллю розрахунку є визначення діаметра болта. Розглянемо розрахунок болтів при різних видах навантажень.

Перший випадок, коли болт навантажений тільки осьовою розтягуючою силою затягування відсутнє (з'єднання ненапружене). Наприклад: різьбовий кінець вантажного крюка. Гайка вільно нагвинчена на стрижень і фіксується штифтом. Стрижень працює тільки на розтягування. Розрахунок зводиться до визначення діаметра нарізаної частини болта.

$$\text{Умова міцності: } \sigma_p = 4F/\pi d_1^2 \leq [\sigma_p],$$

де σ_p – розрахункова напруга;

F – розтягуюча сила;

d_1 – внутрішній діаметр болта;

$[\sigma_p]$ – допускаєме напруження.

Звідси внутрішній діаметр болта:

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

Допустиме напруження:

$$[\sigma_p] = \sigma_T / [n],$$

де σ_T – межа текучості;

$[n]$ – запас міцності для сталевих болтів, $[n] = 1,5-2$.

Розглянемо випадок затягнутого(напруженого) болтового з'єднання, не навантаженого зовнішньою осьовою силою. Прикладом такого з'єднання

служить кріплення кришок редуктора. При обертанні болта або гайки стрижень болта розтягується і скручується моментом сил. Отже болт працює на розтягування і кручення. Його можна розрахувати за допустимим напруженням на розтягування зменшеному в 1,3 раза.

$$\sigma_p = 4F_3 / \pi d_1^2 \leq [\sigma_p] / 1,3 ,$$

де F_3 – розтяжна сила від затягування болта.

$$\text{Звідки діаметр болта } d_1 = 1,3 \sqrt{F_3 / [\sigma_p]} .$$

Далі розглянемо розрахунок напруженого(затягнутого) болтового з'єднання, навантаженого зовнішньою осьюовою силою. З'єднання широко застосовується на практиці, оскільки для більшості різьбових з'єднань потрібне попереднє затягування болтів, забезпечуюче щільність з'єднання(кріплення кришок циліндрів, фланців, фундаментні болти). Затягування повинне бути таким, щоб після додатку навантаження стик не розкрився. Внутрішній діаметр різьби в цьому випадку

$$d_1 \geq 1,13 \sqrt{F_p / [\sigma_p]},$$

де F_p – розрахункова розтяжна сила.

Розрахункова розтяжна сила, що враховує момент попереднього затягування дорівнює:

$$F_p = 1,3F_3 + \lambda F,$$

де F_3 – розтяжна сила від затягування болта;

F – зовнішня осьова сила;

λ – коефіцієнт зовнішнього навантаження, $\lambda < 1$.

При розрахунку болтового з'єднання, несучого поперечне навантаження (рис. 3.8), застосовують формулу:

$$d_1 \geq 1,4 \times \sqrt{F / f z [\sigma_p]},$$

де f – коефіцієнт тертя;

z – кількість болтів.

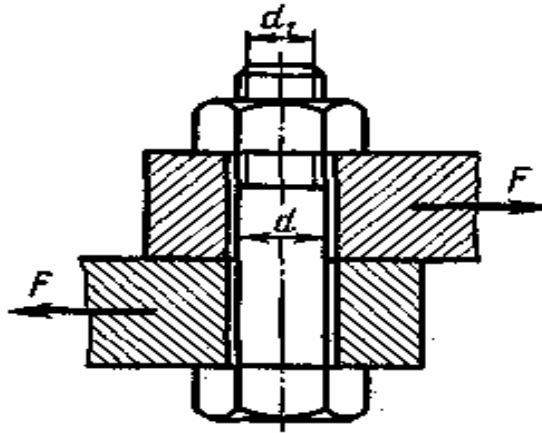


Рис. 3.8. Болтове з'єднання несуче поперечне навантаження

Часто використовуються болти щільно вставлені в отвір без зазору і працюючі на зріз. В цьому випадку:

$$\tau_{зр} = 4F / \pi d^2 \geq [\tau_{зр}], \text{ звідки } d = \sqrt{4F / \pi [\tau_{зр}]} .$$

де d – діаметр стрижня болта в місці зрізу.

3.2.5. Шпонкові з'єднання

Широко застосовуються в машинобудуванні за простоту і надійність конструкції, низьку вартість, зручність збирання і розбирання.

Недоліком з'єднань шпонок є ослаблення валу і втулки (маточини) пазами, що зменшують поперечний перетин. Якщо одна шпонка не може передати заданого обертаючого моменту, встановлюють іноді дві під кутом 180° одна до іншої. Шпонки діляться на 3 стандартизовані групи:

1. Клинові (врізні, на лисці, фрикційні, тангенціальні);
2. Призматичні;
3. Сегментні.

Клинові шпонки – це клини, що мають ухил у верхній грані $1 : 100$ для забезпечення самогальмування. Їх заганяють між валом і деталлю ударами молота. За формою торців розрізняють шпонки з головкою і без головки (мал. 2.9). Головка служить для вибивання шпонки при розбиранні. Паз у

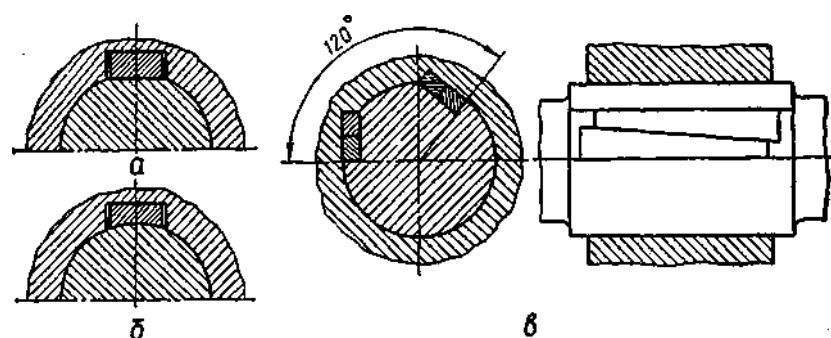
втулці обробляють з тим же ухилом 1 : 100. При забиванні шпонки деталь зміщується в радіальному напрямі, а на широких площинах клина виникають сили тертя (утворюється натяг).

Рис. 3.9. Види клинових врізних шпонок

У шпонки на лисці (рис. 3.10а) канавка тільки в деталі, лиска (зріз) на валу. Вал послаблюється менше, але шпонка передає менший момент ніж врізна.

У фрикційної шпонки (рис.3.10б) ослабіння валу немає. Застосовується для передачі незначного обертального моменту. Поверхню шпонки дотичну з валом роблять циліндричною.

Тангенціальні шпонки (рис.3.10в) застосовують при динамічному тиску у важкому машинобудуванні. Натяг між валом і маточиною створюється не в радіальному, а в дотичному напрямі. Кожна тангенціальна шпонка виконана з двох клинів.



Мал. 3.10. Види клинових шпонок: а-на лисці, б-фрикційна, в-тангенційна

Клинові шпонки викликають радіальний зсув осі деталі, що викликає додаткове биття. Тому їх застосовують обмежено і лише в тихохідних передачах низької точності.

Клинові врізні шпонки перевіряють на зм'яття поверхні контакту шпонки:

$$\sigma_{зм} = 12 T / b \ell (b + 6 f d) \leq [\sigma_{зм}],$$

де T – обертовий момент, Н·мм;

b – ширина шпонки, мм;

ℓ – довжина шпонки, мм;

d – діаметр валу, мм;

$f = 0,1 - 0,15$ – коефіцієнт тертя;

$[\sigma_{зм}] = 60-80$ МПа – допустиме напруження для чавунної втулки;

$[\sigma_{зм}] = 100-150$ МПа – допустиме напруження для сталевий втулки.

Виготовляють шпонки з вуглецевої сталі з межею міцності не нижче 600 МПа.

Призматичні шпонки (ГОСТ 23360-78) не мають ухилу. Вони закладаються на половину висоти в паз, зроблений на валу і не утримують деталь від осьового зсуву. Робочими є вузькі грані. Вони передають момент з валу на втулку або навпаки.

При проектуванні шпонового з'єднання ширину і висоту шпонок приймають по відповідному стандарту залежно від діаметра валу. Довжину шпонки приймають залежно від довжини маточини.

Призматичні шпонки розраховують на зм'яття і на зріз. Приймаючи плече сил, діючих на шпонку рівним радіусу валу:

$$\sigma_{см} = F / S_{см} = 2 T / d \ell_p K \leq [\sigma_{см}],$$

$$\tau_{ср} = 2 T / d \ell_p b \leq [\tau_{ср}],$$

де T – обертовий момент;

d – діаметр валу;

b – ширина шпонки;

$\ell_p = \ell - b$ – робоча довжина шпонки;

K – довідковий розмір.

Сегментні шпонки – це пластини у вигляді сегмента, що закладається в пази на валу (ГОСТ 24071-80). Зручні в збірці і розбиранні, прості у

виготовленні, сприяють створенню компактної конструкції. Недолік: наявність глибокого пазу (рис. 3.11). Тому їх застосування при передачі невеликих обертальних моментів і $d \leq 55$ мм.

Перевірочний розрахунок сегментної шпонки проводиться також, як і для призматичної шпонки.

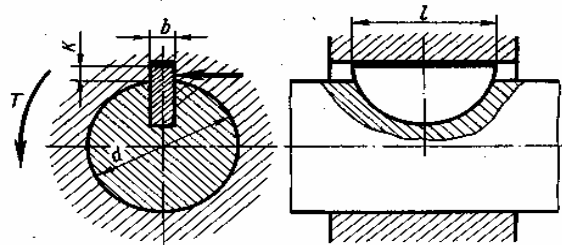


Рис.3.11 Сегментна шпонка

3.2.6. Зубчаті (шліцеві) з'єднання

Канавки для шпонок ослабляють вали. Для усунення цього недоліку, а також кращого центрування деталей на валу застосовується зубчате (шліцеве) з'єднання деталей з валом. Цей вид з'єднань отримав зараз велике розповсюдження.

Шліцеві з'єднання утворюються виступами на валу і відповідними западинами в насаджуваній деталі. Розрізняють шліцеві з'єднання з центруванням по внутрішньому і зовнішньому діаметрах або по бічних поверхнях (рис. 3.12). Найпоширенішим є прямокутне шліцеве з'єднання з центруванням по зовнішньому і внутрішньому діаметрах, забезпечуюче високу співісність валу і втулки.

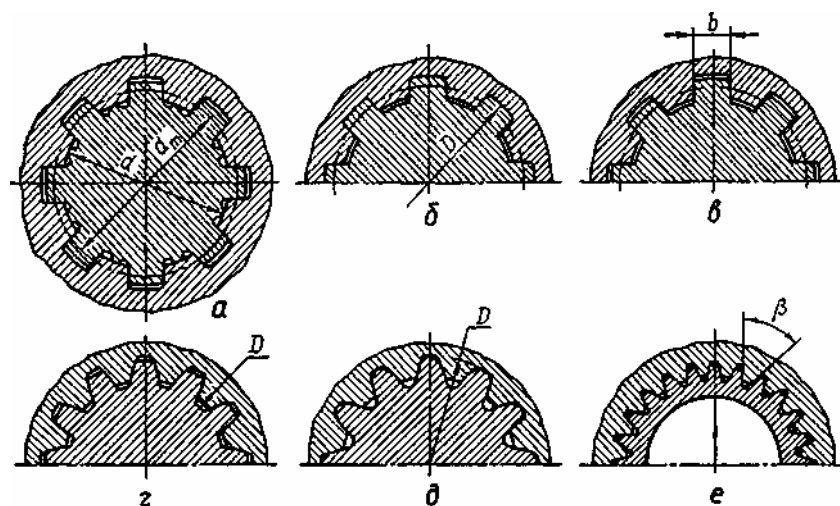


Рис.3.12. Види шліцевих з'єднань

Шліцові з'єднання застосовується в механізмах, де потрібна висока кінематична точність (верстати, літаки, автомобілі).

Прямобічне центрування по бічних гранях застосовується, коли не потрібні висока співісність, а повинне бути міцне з'єднання.

В евольвентному з'єднанні бічні поверхні шліців обкреслені по евольвенті як контури зубів зубчатих коліс. Дані з'єднання центрують по зовнішньому діаметру або по бічних гранях.

Трикутні зубчаті з'єднання застосовують при передачі невеликих обертаючих моментів, особливо на порожнистих валах і обмежених розмірах по діаметру.

Розміри зубчатого з'єднання вибирають за стандартом залежно від діаметра валу, а потім перевіряють зм'яття робочі грані зубів:

$$\sigma_{cm} = 2 T / d_c z h \ell \psi \leq [\sigma_{cm}];$$

де T – обертовий момент;

d_c – середній діаметр шліців;

z – число шліців;

ℓ – довжина контакту шліців;

h – висота поверхні контакту шліців;

ψ – коефіцієнт нерівномірності навантаження між шліцами, $\psi=0,7-0,8$.

3.2.7. Профільні з'єднання

Поверхні контакту елементів таких з'єднань мають фасоний профіль (рис. 3.13). Вони забезпечують краще центрування деталей і відрізняються більшою надійністю. У зв'язку зі складністю виготовлення і складністю заміни деталей при ремонті ці з'єднання мають обмежене застосування.

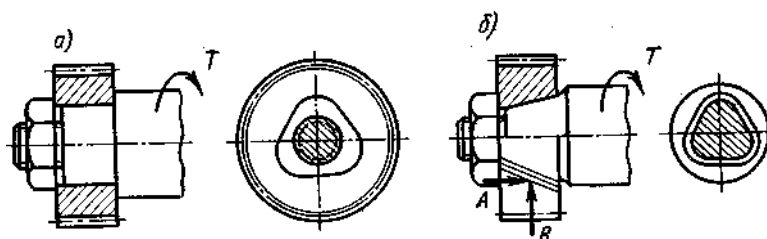


Рис.3.13. Види фасонних з'єднань

3.3. ОСІ І ВАЛИ

Деталі, на які насаджені частини машин, що обертаються – шківів, зірочки, зубчаті колеса – називають осями і валами. Осі служать для підтримки деталей, що обертаються, але не передають обертових моментів. Вали не тільки підтримують деталі, що обертаються, але і передають обертовий момент. Вали і осі можуть бути суцільними і порожнистими, прямими і колінчастими, постійного діаметра або східчастими.

За умов роботи розрізняють осі: які обертаються в опорах разом з насадженими на них деталями, а також нерухомі, що служать опорами для обертаючихся на них деталей.

Вали розрізняють:

1. За призначенням (вали передач, коренні вали машин які окрім деталей передач мають робочі органи машин);
2. По геометричній формі осі (прямі, колінчасті, гнучкі);
3. За конструктивними ознаками (постійного поперечного перетину, східчасто-змінного перетину, вали шестерні, вали черв'яки).

Осі і вали спираються на нерухомі опорні частини: підшипники і підп'ятники. Ділянки валів і осей, дотичні з опорами при сприйнятті радіальних навантажень називаються цапфами, а при сприйнятті осьових навантажень – п'ятами. Кінцеві цапфи називають шипами, а проміжні шийками. Цапфи, що працюють в підшипниках ковзання, циліндрові, конічні і шарові.

Осі і вали сполучають з деталями передач шпонками і шліцями. Деталі утримуються від зсуву в осьовому напрямі штифтами, установними гвинтами, пружинними кільцями.

Сполучення ділянок валу різних діаметрів здійснюють з плавним переходом (галтеллю) або канавкою для виходу шліфувального круга. Довжина осей не перевищує 3м, валів 7м. Заготівками для осей і валів служить круглий прокат (сталь гарячекатана, кругла). При діаметрі більше 200 мм осі та вали виготовляє з поковок. Для осей які не піддаються

термічній обробці застосовують Ст. 3, Ст. 4, Ст. 5, Ст. 6. Для термічно оброблених – сталь марок 35, 45. Важко навантажені вали виготовляють з легованих сталей: 40ХН, 40ХНМА, 25ХГТ.

3.3.1. Розрахунок осей і валів

Осі піддаються дії згинаючих навантажень, тому їх розраховують на вигин, як балки з шарнірними опорами.

При проектувальному розрахунку діаметр осі визначають

$$d = \sqrt[3]{\frac{M}{0,1 [\sigma_n]}}$$

де M – згинальний момент в небезпечному перетині;

$[\sigma_n]$ – допустиме напруження на вигин приймається по таблиці.

Якщо в небезпечному перетині осі є канавки шпон, ослабіння перетину необхідно компенсувати збільшенням розрахункового діаметра на 8-10%. При перевірочному розрахунку, коли всі розміри осі відомі, визначають фактичну напругу і порівнюють з допустимою:

$$\sigma_n = M_n / 0,1 d^3 \leq [\sigma_n].$$

Вал розраховують при сумісній дії згину і обертового моменту. Обертовий момент задається або легко розраховується:

$$T = P / \omega = 9,55 P / n, \text{ Н}\cdot\text{м};$$

де P – розрахункова потужність, вт;

ω – кутова швидкість, рад/сек;

n – частота обертання, об/мин.

Згинальний момент знаходять після встановлення довжин ділянок валу. Тому спочатку виконують попередній розрахунок валу тільки під дією обертового моменту по зниженим допустимим напругам.

Умова міцності валу на обертання:

$$T / W_k \leq [\tau_k] \text{ или } W_k = \pi d^3 / 16 = 0,2 d^3 \geq T / [\tau_k].$$

Звідси
$$d = \sqrt[3]{\frac{T}{0.2} [\tau_k]};$$

де W_k – момент опору перетину суцільного круглого валу при обертанні.

Низькі напруги, що допускаються $[\tau_k]=20 - 40$ МПа компенсують наближеність цього методу розрахунку.

Потім встановлюють діаметри шийок, діаметри ділянок під шківів і зубчаті колеса, відстані між опорами і до точок прикладання сил. Потім проводять наближений розрахунок на міцність, ураховуючи сумісну дію згину і обертового моменту.

Порядок розрахунку:

1. Складають розрахункову схему. Вали розглядають як балки на шарнірних опорах. Якщо сили, що згинають вал лежать не в одній площині, їх розкладають на вертикальні і горизонтальні;
2. По розрахунковій схемі будують епюри згинальних моментів $M_{вер}$, $M_{гор}$ в двох площинах, а потім епюру результуючих моментів:

$$M_n \quad ;$$

3. Будують епюру обертових моментів “Т”;
4. По характеру епюр M_n і Т визначають імовірно небезпечні перетини і для них визначають еквівалентні:

$$M_{екв}$$

5. Визначають діаметр валу для небезпечного перетину:

$$d \geq \sqrt[3]{10 \frac{M_{екв}}{[\sigma_n]}} ;$$

де $[\sigma_{\text{н}}] = 50-90$ МПа – допустима напруга на вигин.

Для більшості випадків практики цим розрахунок валів обмежується. Тільки високонавантажені відповідальні вали розраховують додатково на опір утомленості.

3.4. ПІДШИПНИКИ КОВЗАННЯ

В підшипниках ковзання опорна поверхня валу ковзає по робочій поверхні підшипника.

Підшипники ковзання застосовують для опор важких валів і осей, які піддаються ударному навантаженню, при високих швидкостях валів, роботі в хімічно агресивних середовищах. Вони безшумні в роботі і вібростійкі.

Недоліки підшипників ковзання: порівняно великі втрати на тертя, відсутність стандартизації і масового виробництва.

Підшипники ковзання складаються з 2-х основних елементів: корпусу і вкладиша. Вкладишем називають тонку втулку (суцільну або таку, яка складається з 2-х частин), що охоплює цапфу валу. Вкладиші виготовляють з антифрикційного матеріалу. Вони можуть бути нерухомими щодо корпусу і самовстановлюючимися. Тип вкладиша вибирають залежно від відношення:

$$\varphi = \ell / d ,$$

де ℓ і d – відповідно довжина і діаметр цапфи.

Корпус може бути нероз'ємним і роз'ємним. Цільні корпуси простіше у виготовленні, але виключають регулювання зазора при зносі і незручні при монтажі валу. Найпростіший нероз'ємний корпус, є циліндровим отвором розточеним в бобищі станини машини.

Більш зручні глухі нероз'ємні корпуси підшипників виконані окремо і сполучаємі із станиною машини болтами, (рис. 3.14а) вони виготовляються без вкладишів і з вкладишами у вигляді втулки з чавуна, бронзи, твердих порід дерева, різних пластмас. Часто заливають робочі поверхні вкладиша тонким шаром бабіту. Корпус звичайно відливають з чавуна, при великих навантаженнях із сталі або виготовляють зварними. Роз'ємні підшипники застосовують для валів $\varnothing 50-500$ мм (рис. 3.14б) .

Тому при $\varphi = 1,5-3$ застосовуються вкладиші, що самовстановлюються (рис. 3.14в). Вони мають в середній частині сферичні виступи, якими упираються на сферичні розточування поверхні корпусу і кришки і можуть розвертатися на них відповідно до нахилу валу.

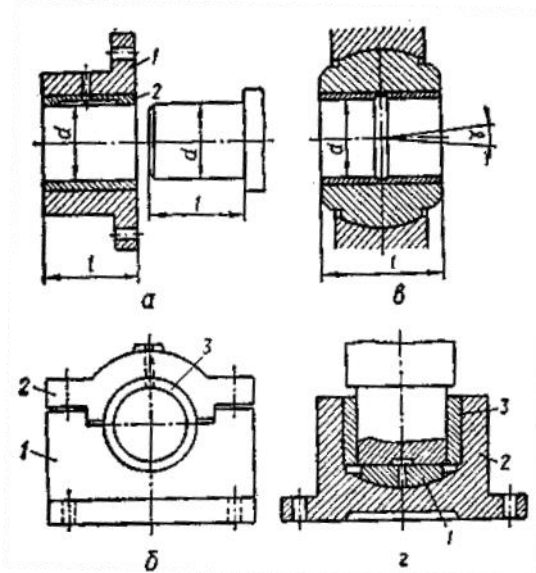


Рис. 3.14. Види підшипників: а- глухі, б- раз'ємні, в- самовстановні, г- підп'ятники ковзання

Для сприйняття осьових або осьових і радіальних навантажень служать підп'ятники ковзання (рис. 3.14г). Опорна частина підп'ятника є кільцем з прорізними по торцю змащувальними канавками.

3.4.1. Мастило підшипників

Для нормальної роботи підшипника поверхні цапфи і вкладиша, що труться, повинні змащуватись.

Призначення мастила: зниження втрат потужності на тертя, зменшення зносу, запобігання від корозії.

Змащувальні матеріали: рідкі масла, консистентні мазі, тверді мастила, повітря.

Рідкі мастила незамінні в тих випадках, коли із зони тертя необхідно відводити велику кількість тепла.

Розрізняють наступні марки інструментальних мастил:

1. Легкі індустріальні мастила И-5А, И-8А для мастила високошвидкісних механізмів;

2. Середні індустріальні мастила, служать для змащування швидкохідних механізмів (індустріальні И-12, И-20), середньошвидкісних механізмів зубчатих і черв'ячних передач (індустріальні И-30, И-45, И-50);
3. Важкі індустріальні мастила (циліндрове И-52, И-38) для навантажених зубчатих і черв'ячних передач.

Вказані мастила мінерального походження. Найважливішою їх характеристикою є в'язкість – опір шарів рідини відносному зсуву. Розрізняють динамічну і кінематичну в'язкість.

Густі (консистентні) мастила одержують з рідких масел, шляхом загушення їх кальцієвим або натрієвим милом, парафіном, церезином. Так одержують солідоли і консталіни. Густі мастила застосовують в тихохідних машинах, у вузлах, що важко герметизуються і важко-доступних, які повинні працювати тривалий час без заміни мастила, а також для консервації деталей. Ці мастила широко застосовують в підшипниках кочення.

При низьких температурах, високому тиску, в агресивних середовищах застосовують тверді змащувальні матеріали: графіт і дисульфід молібдену. Для швидкохідних і мало навантажених валів застосовують повітря.

Вибір змащувальних пристроїв визначається видом мастила, тривалістю дії (періодична і безперервна), способом її подачі (індивідуальна і централізована) без примусового тиску і під тиском.

Для періодичного, індивідуального, змащення рідким мастилом без примусового тиску застосовують масельнички з поворотною кришкою (рис.3.15а) і прес-масельнички під запресовку (рис.3.15б). Для індивідуального, безперервного, змащування мастилом застосовують масельнички гнітючі (рис.3.15в) і крапельні з регулювально-замочною голкою (мал. 3.15г). Крапельна масельничка дозволяє на відміну від гнітючої в неробочий час припинити подачу масел.

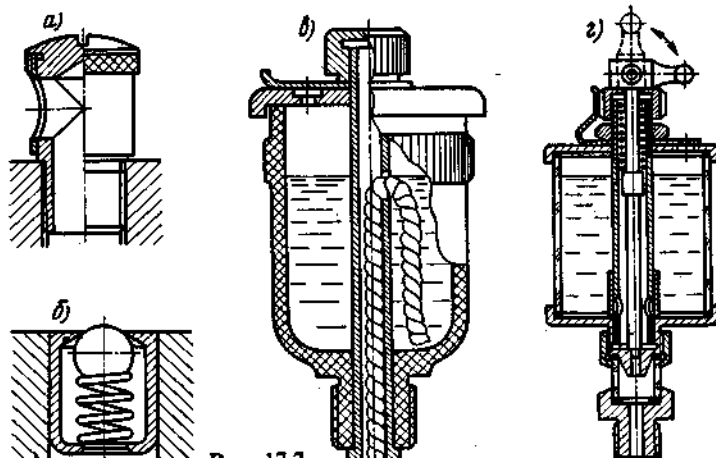


Рис. 3.15. Види маслянок: а- з поворотною кришкою, б- пресмасельнички, в-гнітючі, г-крапельні.

Періодичне індивідуальне змащування консистентними матеріалами здійснюють ковпачковими маслянками (рис.3.16а). В результаті підввинчення кришки мазь періодично видавлюється з маслянки. Для індивідуального змащування консистентними матеріалами під тиском користуються пресс - маслянками (рис. 3.16 би, в), через які мазь подається за допомогою шприця. Безперервне індивідуальне змащування здійснюють за допомогою автоматично діючих маслянок (мал. 2.16г) в яких мазь подається поршнем, що знаходиться під тиском пружини.

Централізоване циркуляційне змащування проводять під тиском з резервуару за допомогою насоса.

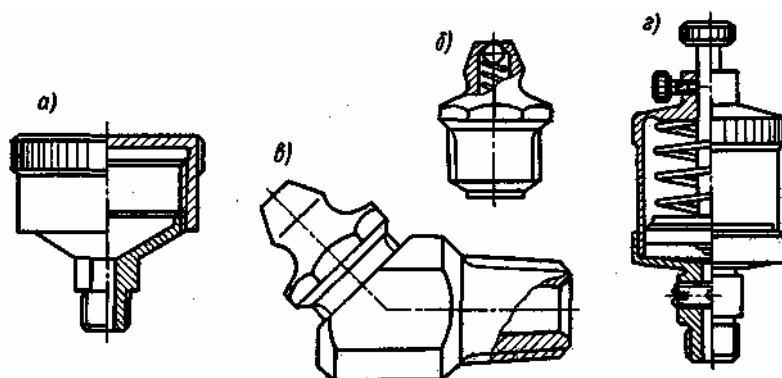


Рис. 3.16. Види маслянок: а-колпачкові, б, в-пресс – маслянки, г- автоматичні маслянки.

Мастило в підшипнику ковзання розподіляється по змащувальних канавках на робочій поверхні вкладишів.

3.5. ПІДШИПНИКИ КОЧЕННЯ

Перевага підшипників кочення в порівнянні з підшипниками ковзання:

1. Менші сили тертя;
2. Менш складний відхід при експлуатації;
3. Менша витрата змащувальних матеріалів;
4. Високий ступінь стандартизації;
5. Низька вартість.

Недоліки підшипників кочення:

1. Великі радіальні розміри;
2. Обмежений термін служби при великих швидкостях і тиску;
3. Непридатність для монтажу на колінвалах.

Підшипники складаються з корпусу і тіл кочення. Корпус складається з 2-х кілець – зовнішнього і внутрішнього з біговими доріжками, по яких котяться кульки або ролики. Пристрій, що утримує тіла кочення на постійній відстані одна від іншої, називається сепаратором. Кільця і тіла кочення виготовляються з легированих сталей ШХ9, ШХ15, 12ХН3А, 20Х2Н4А, 18ХГТ, а сепаратори – з листової сталі, бронзи, алюмінієвих сплавів, текстоліту.

Промисловість випускає підшипники діаметром від 1мм до 3м і масою 0,5 г – 4,5 т.

Підшипники класифікують по наступним ознакам:

1. По напрямку сприйманого навантаження (радіальні, упорні, упорно-радіальні і радіально-упорні, для сприйняття як радіальних, так і осьових навантажень);
2. За формою тіл кочення (кулькові і роликові);
3. По числу рядів тіл кочення (одно-, 2х- і 4х рядні);
4. За способом компенсації перекосів валу (несамоустановні і що само встановлюються).

Залежно від радіальних розмірів при одному і тому ж діаметрі валу підшипники ділять на 5 серій – надлегка, особливо легка, легка, середня, важка, а по ширині на 4 серії – вузькі, нормальні, широкі, особливо широкі.

Підшипники кочення ділять на 5 класів точності (ГОСТ 520-89) – 0 (нормальний), 6 (підвищений), 5 (високий), 4 (особливо високий), 2 (надвисокий).

Всі підшипники кочення мають умовне позначення. Дві останні цифри вказують діаметр внутрішнього кільця підшипника. Третя цифра справа вказує на серію підшипника. Четверта цифра справа позначає тип підшипника. П'ята і шоста цифри справа, які вводяться не для всіх підшипників, характеризують конструктивні особливості. Сьома цифра справа характеризує серію підшипника по ширині. Клас точності маркується зліва від умовного позначення через знак “тире“. Наприклад: 5-206, де 5-клас точності, а 206 – позначення радіального шарикопідшипника легкої серії, внутрішній діаметр 30 мм

Основні параметри (розміри, маса, вантажопідйомність, швидкість обертання) приводять в стандартах і спеціальних каталогах підшипників кочення.

3.5.1. Конструкція підшипникових узлів

Для сприйняття осьових навантажень підшипники кріплять на валу (внутрішнє кільце) і в корпусі (зовнішнє кільце). Способи кріплення підшипників на валу: уступом валу, пружинним кільцем, торцевою шайбою і упорною гайкою.

Способи кріплення підшипника в корпусі можуть бути: без фіксації, уступом в корпусі, уступом в кришці і поєднанням уступів в корпусі і кришці (рис. 3.17).

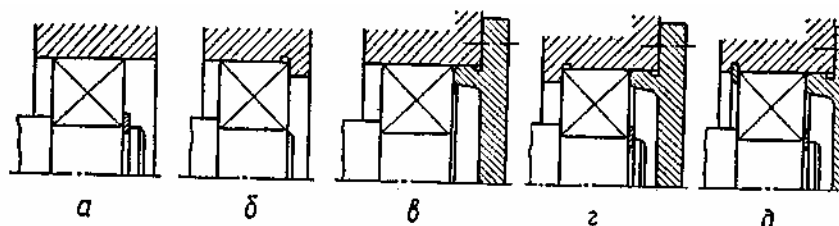


Рис. 3.17. Способи кріплення підшипників

Для довгих валів $\ell > 10d$ одна з опор фіксує вал в осьовому напрямі, а інша є плаваючою (рис. 2.18). Це робиться для того, щоб понизити осьовий тиск на підшипники, що виникають через коливання температур і запобігти їх заклинюванню.

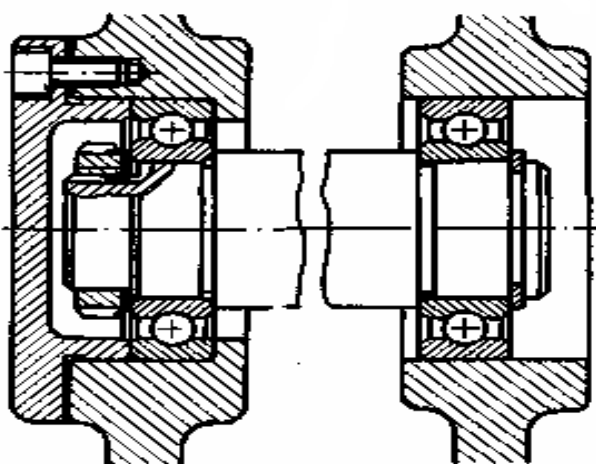


Рис. 3.18а. Плаваюча опора для довгих валів

Установка підшипників в «розпир» допустима тільки для коротких валів, при осьовому зазорі між кришкою підшипника і зовнішнім кільцем 0,2-0,3 мм В результаті використання змащення підшипників кочення збільшується їх довговічність, зменшується тертя між тілами кочення і кільцями, запобігає корозії, а також знижується шум і нагрів підшипників.

Для змащування використовують:

1. Консистентні мазі (суміш мінерального мастила і мила);
2. Рідкі мастила.

Консистентну мазь застосовують при $t < 100^\circ \text{C}$. Її набивають в корпуси при збірці на $1/3-2/3$ об'єму камери і періодично заповнюють (через 3-12 міс.).

Рідкі мастила застосовують при $t > 100^\circ \text{C}$. Вони краще відводять тепло, допускають зміну мастила без розбирання вузла, але для них потрібне хороше ущільнення.

3.5.2. Підбір підшипників кочення

Вибір типу і розміру підшипника залежить від: характеру навантаження (спокійна або ударна), величини і напрямку діючих на опору навантажень, температурних умов, кутової швидкості кільця підшипника, що обертається.

При малій і середній потужності і великій швидкості обертання застосовують шарикопідшипники. В механізмах великої потужності і ударних навантаженнях – роликотпідшипники.

Якщо на опорі діє радіальне і незначне осьове навантаження, то застосовують підшипники кулькові радіальні однорядні. Кулькові радіально-упорні застосовують при радіальних і осьових навантаженнях, а роликові конічні, при великих радіальних і осьових навантаженнях.

Якщо можливий перекис валу по відношенню до опори унаслідок його прогинання, то застосовують підшипники, що самовстановлюються: кулькові і роликові сферичні.

Підшипники кочення, кільця, що обертаються, мають частоту обертання $n \leq 1$ об/мин, підбирають по статичній вантажопідйомності C_o (кН) в таблиці ГОСТ 8328-75 (шарикопідшипники радіальні), ГОСТ 8328-75 (роликотпідшипники радіальні), ГОСТ 831-75 (шарикопідшипники радіально-наполегливі), ГОСТ 333-71 (роликотпідшипники наполегливі) з умови :

$$P_o \leq C_o$$

де P_o – еквівалентне навантаження підшипника, Н.

$$P_o = X_o F_r + V_o F_a$$

де F_r і F_a – радіальне і осьове навантаження підшипника;

X_o і V_o – коефіцієнти радіального і осьового навантажень, які беруть в таблицях ДОСТів.

При частоті обертання кільця підшипника $n > 1$ об/мин його підбирають по динамічній вантажопідйомності (розрахунок на довговічність). Для цього обчислюються необхідне значення динамічної вантажопідйомності $C_{тр}$ і потім по таблиці каталога підбирають підшипник, у якого динамічна вантажопідйомність не нижче вимагаємої: $C_{тр} \leq C$.

Необхідне значення динамічної вантажопідйомності (вантажопідйомної сили) визначають по формулі:

$$C_{тр} = P (6 \cdot 10^{-5} n \xi_h)^{1/\alpha}$$

де $P = (XV F_r + Y F_a) K_b K_T$ – еквівалентне динамічне навантаження, Н;

X – коефіцієнт радіального навантаження;

Y – коефіцієнт осьового навантаження;

F_r – фактичне радіальне навантаження підшипника, Н;

F_a – осьове навантаження підшипника, Н;

V – коефіцієнт обертання (при внутрішньому кільці, що обертається, $V = 1,0$, при нерухомому $V = 1,2$);

K_b – коефіцієнт безпеки ($K_b = 1$ – спокійне навантаження, $K_b = 2$ – поштовхи і вібрації, $K_b = 2,3-3,0$ – сильні удари);

K_T – температурний коефіцієнт ($K_T = 1$ при температурі підшипника до 100°C , $K_T = 2$ – температура підшипника 350°C);

n – частота обертання, об/мин.

ξ_h – довговічність, що вимагається, підшипника (для підшипників редукторів $\xi_h = (10-25) \cdot 10$ година;

α – величина, залежна від контактної утомленості (для кулькових підшипників $\alpha = 3$, для роликів – $\alpha_h = 10/3$)

Табличні коефіцієнти X і Y залежать від відношення $F_a / V F_r$, табличного коефіцієнта впливу осьового навантаження “e”, а також відношення F_a / C_0 . Для роликів $X = 1$, $F_a = 0$; а для наполегливих підшипників $Y = 1$, $F_r = 0$.

Під дією радіальних навантажень в радіально-наполегливих підшипниках виникають осьові складові реакцій:

$S = e F_r$ – для кулькових радіально-наполегливих підшипників;

$S = 0,83 e F_r$ – для конічних роликів підшипників.

Отже, при виборі радіально – упорних підшипників необхідно в розрахункову формулу підставляти замість F_a сумарне осьове навантаження рівне алгебраїчній сумі осьового навантаження на підшипник і осьових складових радіального навантаження з урахуванням їх знаків (напрями дії).

Оскільки звичайно підшипники, на які спирається вал, мають один і той самий типорозмір, їх підбір ведуть по найбільшій статичній або динамічній вантажопідйомній силі.

Допускається застосування радіальних шарикопідшипників при осьовому навантаженні F_a не перевищуючої 25% величини радіальної F_r .

Основні розміри підшипників кочення і допустимі вантажопідйомності приведені в таблицях стандартів ГОСТ 18854 – 73, ГОСТ 18855-73.

Мінімальна довговічність підшипників кочення редукторів загального призначення згідно ГОСТ 16162-78 повинна бути для зубчатих 10000 годин, а для черв'ячних – 5000 годин.

3.6. МУФТИ

Муфтами називаються пристрої, призначені для з'єднання валів між собою, передачі обертового моменту, регулювання швидкості, запобігання деталей машин від поломок при перевантаженнях.

Муфти умовно розділяють на наступні групи:

1. Глухі муфти;
2. Компенсуючі муфти;
3. Керовані або зчіпні, сполучаючі і роз'єднуючі вали під час роботи машини;
4. Запобіжні – обмежують величину передаваного обертового моменту.

Оскільки на роботу муфт впливають поштовхи, удари їх розрахунок ведуть не по номінальному, а по розрахунковому моменту

$$T_p = K_p T_{\text{ном}},$$

де K_p – коефіцієнт режиму роботи.

3.6.1. Глухі муфти

Широко застосовуються в машинах для з'єднання валів діаметром менше 80 мм. Вони прості по конструкції і мають малі габарити. До даних муфт відносять: втулкові, поперечно-звертні (фланцеві) і продольно-звертні.

Втулкові муфти – найпростіші з глухих муфт (рис. 3.19).

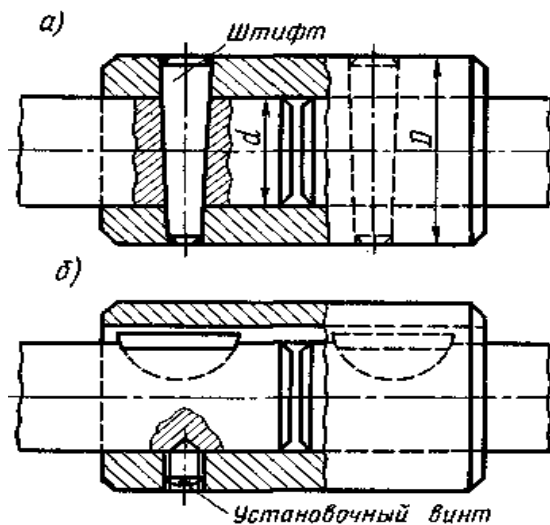


Рис. 3.19. Втулкові муфти: а – з конічним штифтом, б – з шпонкою

Муфта закріплюється на валах за допомогою шпонок, або конічними штифтами. До недоліків втулкових муфт відносяться необхідність точної співвісності валів і складність розбирання (необхідно розсовувати кінці валів на довжину муфти).

Муфти розраховують на кручення, а штифти і шпонки на зріз.

Поперечно-звертні (фланцеві) муфти служать для з'єднання валів діаметром до 220 мм і обертальних моментах до 45000 Н·м (ГОСТ 20761-80).

Вони складаються з двох напівмуфт насаджених з натягом на кінці валів, несучих шпонки і стягнутих болтами (рис.3.20).

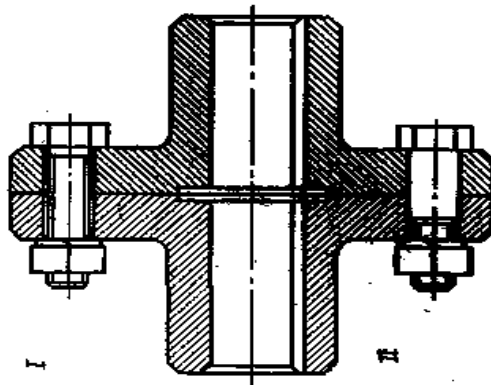


Рис. 3.20. Поперечно-звертна муфта

Момент передається за рахунок сил тертя між торцями напівмуфт і працюючими на зріз болтами. Переваги: прості в збірці і розбиранні, дешеві, передають великі моменти.

Продольно-звертні муфти (рис.3.21) складаються з двох напівмуфт стягнутих болтами. В горизонтальній площині роз'єму є зазор для регулювання тиску між внутрішньою поверхнею муфти і валом. Прості в збірці і розбиранні.

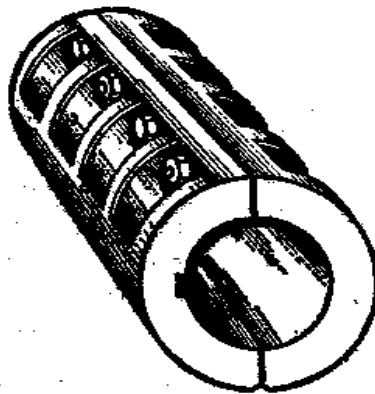


Рис. 3.21. Продольно-звертна муфта

3.6.2. Компенсуючі муфти

Призначені для з'єднання неспівісних валів, допускають взаємний перекид осей, та переміщення валів при зміні температури через теплову деформацію. Їх розділяють на жорсткі і пружні. Жорсткі компенсуючі муфти не мають еластичних елементів і передають разом з моментом поштовхи і

удари. Кулачкові розширювальні муфти компенсують осьове переміщення валів діаметром 45-125 мм (рис. 3.22).

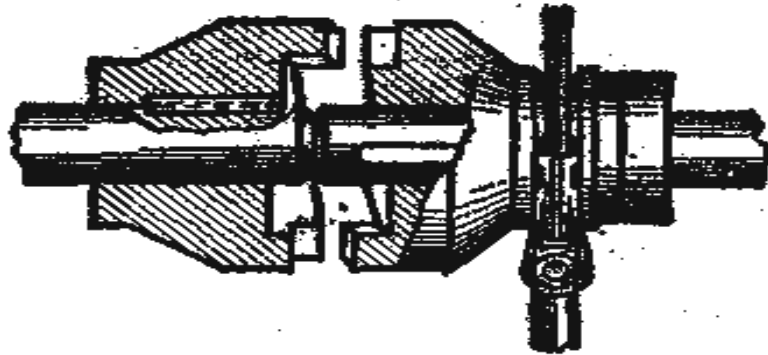


Рис. 3.22. Кулачкова розширювальна муфта

Муфти складаються з двох напівмуфт, одна з яких має на торці виступи (кулачки), що входять в западини іншої напівмуфти. Момент передається за рахунок натиснення кулачків однієї напівмуфти на кулачки іншої напівмуфти, які насаджують на вал з натягом і використовують призматичні шпонки.

Кулачково-дисккові муфти застосовуються для компенсації не співвісності осей валів (рис. 3.23).

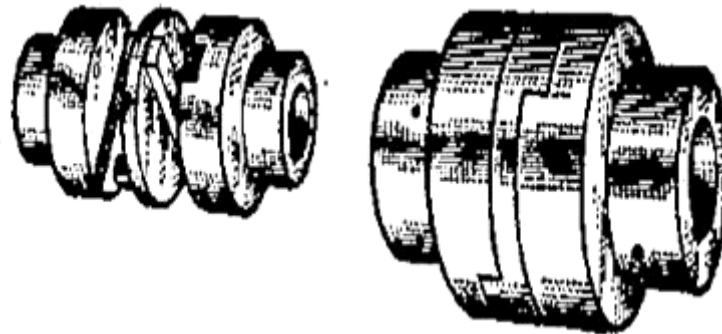


Рис.3.23. Кулачково дисква муфта

Складається з двох напівмуфт з пазами і проміжного диска з взаємно перпендикулярними виступами на торцях, які входять у пази напівмуфт.

Зубчаті муфти компенсують всі можливі зсуви валів – осьове, радіальне і кутове (рис. 3.24) Складаються з двох втулок з навантаженими зубами евольвентного профілю. Втулки охоплені обоймою з внутрішніми зубами.

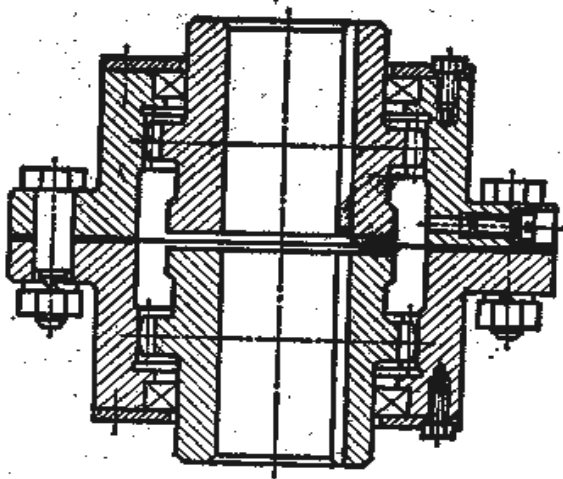


Рис.3.24. Зубчата муфта

Ланцюгові муфти (рис. 3.25) застосовуються там же де і зубчаті, але для передачі менших моментів. Складаються з двох зірочок з однаковим числом зубів, охоплених одно- або дворядним ланцюгом.

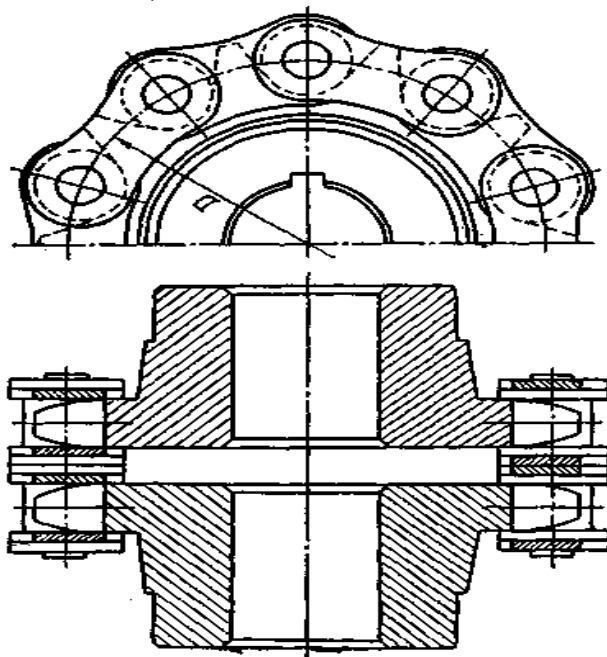


Рис.3.25. Ланцюгова муфта

Хрестово-шарнірна муфта (рис. 3.26) застосовується при з'єднання валів під кутом до 45° . Обертання забезпечується тим, що в муфті є два шарніри з взаємно перпендикулярними осями. Муфта складається з двох вилок і хрестовини. Вилки посаджені на кінці валів а хрестовина шарнірно з'єднує вилки.

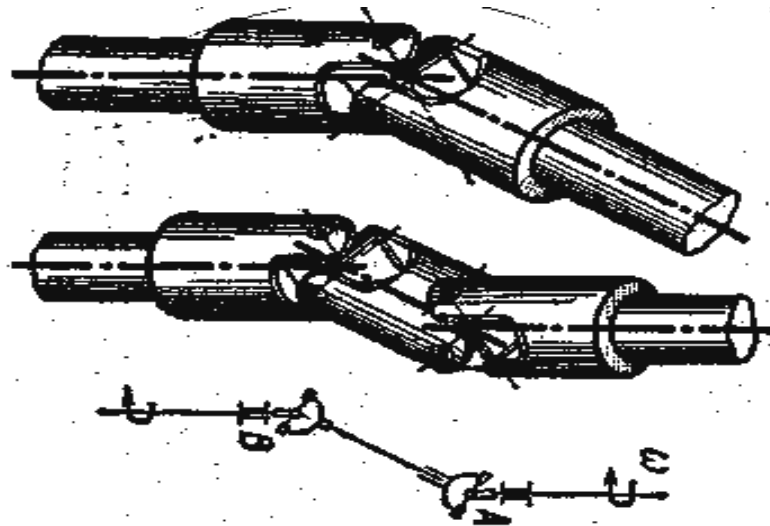


Рис. 3.26. Хрестово-шарнірна муфта

Пружні компенсуючі муфти допускають не тільки зсув і нахил осей валів, але і пом'якшують поштовхи і удари. Застосовуються в машинах, що працюють із змінними навантаженнями і частими вклученнями. Пружна втулково-пальцева муфта отримала найширше розповсюдження (рис. 3.27).

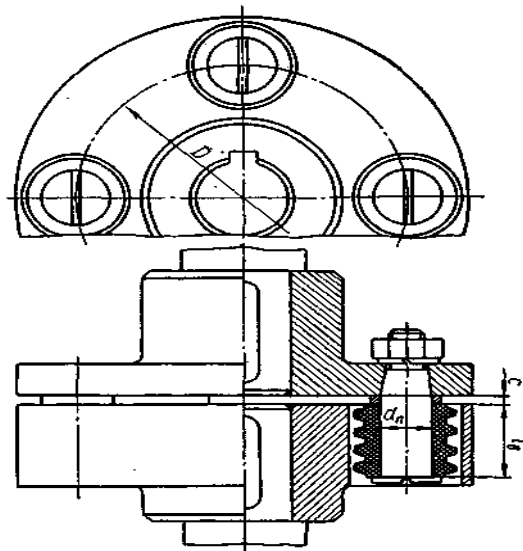


Рис. 3.27. Пружна втулково-пальцева муфта

По конструкції вона схожа з поперечно зертною, але замість болтів ставлять сталеві пальці, на які в одній з напівмуфт одягнені гумові втулки. При передачі моменту унаслідок деформації гумових втулок пом'якшуються удари і поштовхи.

Працездатність втулково-пальцевих муфт залежить від міцності гумових втулок на зм'яття і міцності пальців на згин.

В якості пружних елементів в різних конструкціях пружних муфт служать гума, шкіра, пружини різноманітних форм і жорсткості (муфти із змісподібними і гільзовими пружинами).

3.6.3. Керовані або зчіпні муфти

Застосовуються для з'єднання і роз'єднання валів під час зупинки і роботи привода. Ці муфти поділяють на кулачкові і фрикційні.

Кулачкові муфти складаються з двох напівмуфт: одна посаджена на вал наглухо, друга може переміщатися уздовж валу по призматичній направляючій шпонці за допомогою важеля управління (рис. 3.28). На внутрішніх торцях напівмуфт є кулачки. При зчепленні кулачки рухомої муфти входять в западини нерухомої. Трапецідальний профіль форми кулачків не вимагає точного взаємного розташування напівмуфт у момент включення.

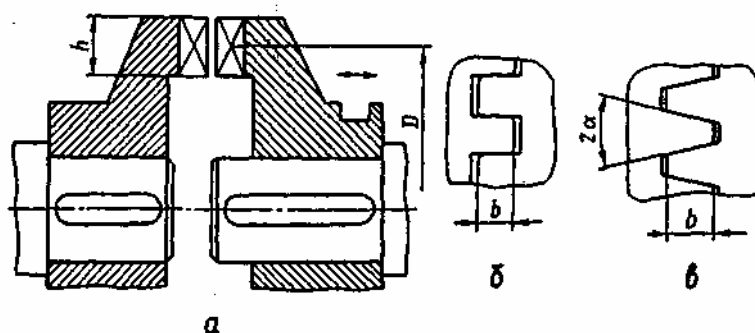


Рис. 3.28. Кулачкові муфти

Муфтами з'єднують вали тільки при малій швидкості або при повній зупинці ведучого валу. Інакше включення супроводиться сильними ударами, що може привести до поломки кулачків.

Фрикційні муфти забезпечують плавний пуск за рахунок пробуксовування ведучого валу. Момент передається за рахунок сил тертя між ведучою і ведомою частинами муфти. При перевантаженнях муфта проковзує, що оберігає машину від поломок. Серед різних керованих (зчіпних) муфт вони отримали найбільше розповсюдження. Залежно від форми і числа робочих поверхонь фрикційні муфти діляться на дискові, багатодискові, конічні.

В дискових муфтах (рис. 3.29) зчеплення напівмуфт забезпечується за рахунок сил тертя між торцевими поверхнями.

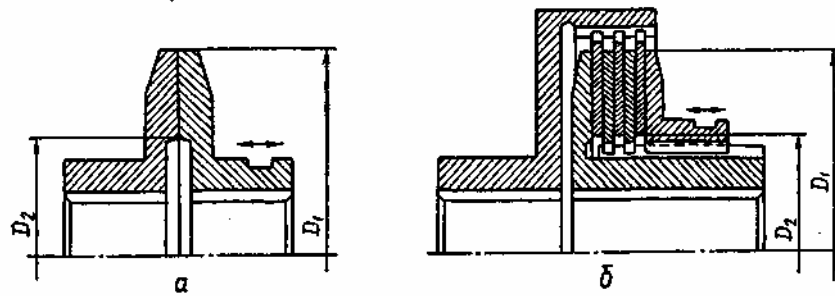


Рис. 3.29. Дискові муфти

Для збільшення сили тертя і зменшення зусилля натиснення на робочі поверхні дисків застосовують накладки з матеріалу з підвищеним коефіцієнтом тертя типу ферродо (азбестова тканина з включенням латунного дроту). Багатодискові муфти отримали найбільше розповсюдження, оскільки мають невеликі габарити і вимагають для включення невеликого зусилля. Це досягається збільшенням числа поверхонь тертя. Частина дисків (кожний другий) з'єднана з ведомою втулкою, інші – з ведучою частиною муфти. При натисненні важелів на диски утворюються декілька пар поверхонь, тертя. Диски виготовляють із загартованої сталі або бронзи.

3.6.4. Запобіжні муфти

Застосовуються для обмеження обертового моменту і запобігання частин машини від поломок при перевантаженнях.

Муфта із зрізним штифтом є найпростішою. Напівмуфти з'єднані тільки штифтом. Штифт зрізається при перевантаженні (рис. 3.30).

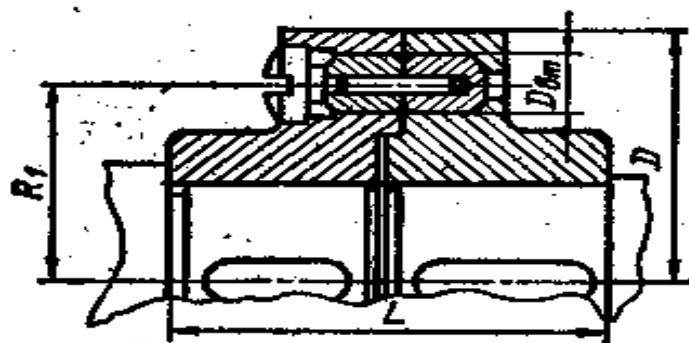


Рис.3.30. Муфта із зрізним штифтом

Пружинно-кулачкові муфти складаються з напівмуфт з торцевими кулачками, що мають скоси. Рухома муфта притискається пружиною. При перевантаженні осьова складова зусилля на скосах кулачка стає більше зусилля пружини і віджимає її. Сила притиснення напівмуфт регулюється за допомогою пружини.

Фрикційні запобіжні муфти широко застосовуються при короткочасних перевантаженнях. Торцеві поверхні тертя у них постійно замкнуті пружинами. Якщо момент опору на веденому валу більше моменту сил тертя в муфті, то диски почнуть пробуксовувати. Величина обертового моменту регулюється за допомогою пружини.

Відцентрові муфти автоматично розчіплюють або зчіплюють вали досягнувши заданої швидкості обертання (рис. 3.31).

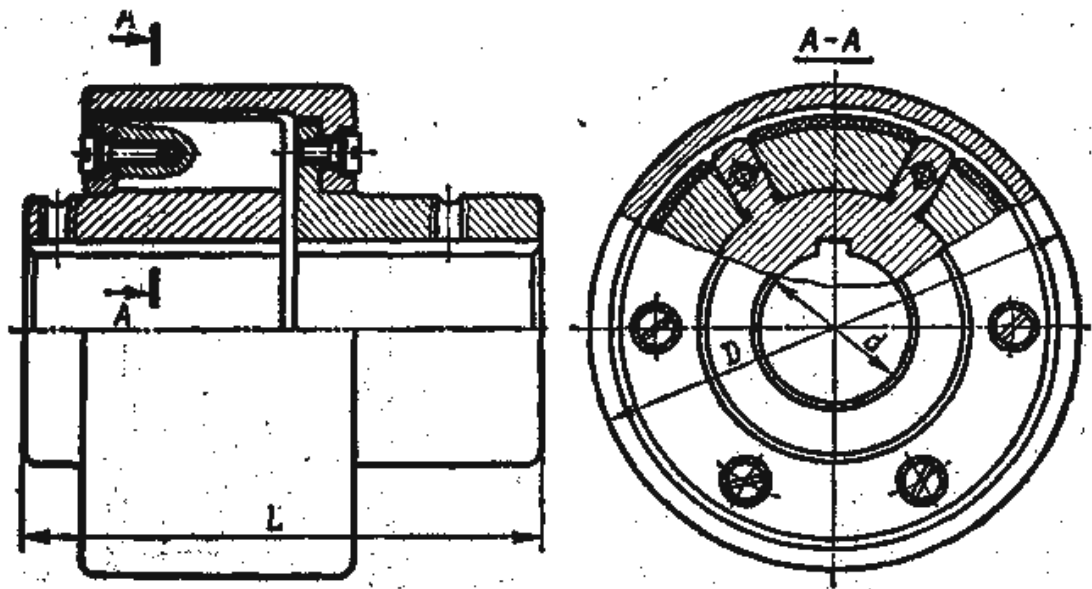


Рис. 3.31. Відцентрова муфта

Під час обертання ведучого вала колодки знаходяться під дією відцентрової сили. Якщо швидкість вала мала, то колодки не притиснуті до барабана. Із збільшенням кутової швидкості колодки сполучаються з барабаном і передається обертовий момент до веденого вала.

4. Підйомно – транспортні машини

Сучасне виробництво вимагає застосування різноманітних типів підйомно – транспортних машин. Основними тенденціями в розвитку підйомно – транспортних машин є збільшення продуктивності за рахунок автоматизації управління і підвищення надійності, а також застосування безперервного транспорту. Підйомно – транспортні машини по своєму призначенню і конструктивному виконанню досить різноманітні. В даному розділі приведені вантажопідйомні машини і транспортуючі машини безперервної дії.

Вантажопідйомні машини призначені для переміщення вантажів певними порціями по вертикалі і передачі їх з однієї точки в іншу (домкрати, талі, тельфера, лебідки, крани, підйомники).

4.1. ПРОСТІ ВАНТАЖОПІДЙОМНІ ПРИСТРОЇ

4.1.1. Домкрати

Служать для підйому вантажу на невелику висоту до 1 метра при ремонтних і монтажних роботах. Привід може бути ручним і механічним. Домкрати розрізняють по конструктивним ознакам (гвинтові, рейкові) і роду

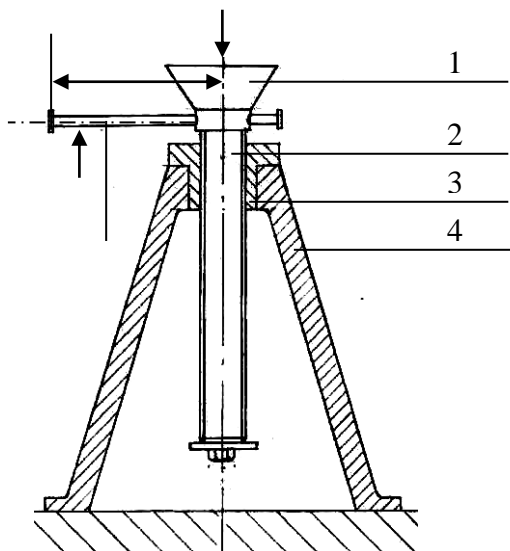


Рис. 3.1. Гвинтовий домкрат

- 1 – рифлена упорна головка:
- 2 – сталевий гвинт:
- 3 – гайка:

передачі (гідравлічні, пневматичні, пневмогідравлічні), див. рис. 4.1, 4.2, 4.3.

Домкрати мають самогальмуючу різьбу (трапецеїдальну або прямокутну), що забезпечує утримання піднятого вантажу. Вантажопідйомність 1 – 20тонн, коефіцієнт корисної дії 0,3-0,4. Принцип

роботи гвинтового домкрата полягає в тому, що гвинту за допомогою рукоятки, передають обертальний рух. А оскільки гайка закріплена нерухомо в корпусі, то гвинт одержує поступальний рух.

Гідравлічні домкрати мають коефіцієнт корисної дії 0,75 – 0,8, малі габарити, а також забезпечують плавний підйом і спуск вантажу при точній його зупинці в необхідному положенні див. рис.4.2. Вантажопідйомність до 200тонн.

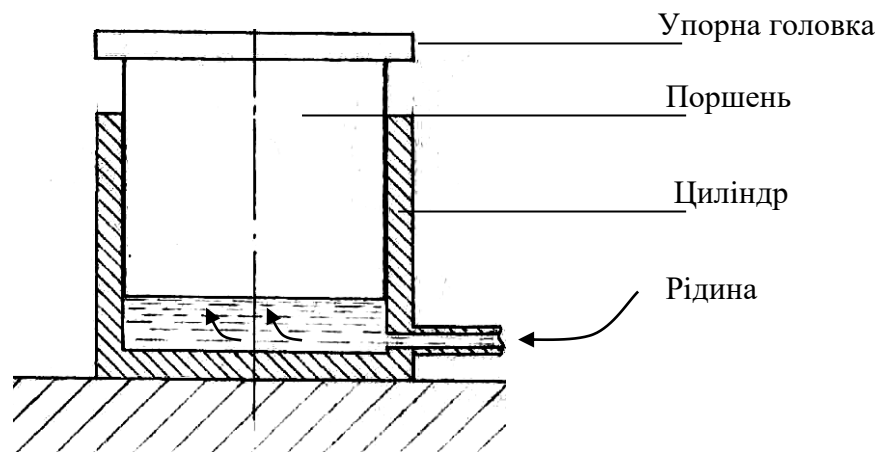


Рис. 4.2. Гідравлічний домкрат

Домкрати можуть бути з ручним (плунжерний насос) і механічним приводом. Влітку вони працюють на воді, взимку – на рідкому маслі або на суміші спирту і гліцерину з водою.

У пневматичних домкратах підйом поршня може проводитися і стислим повітрям.

У рейкових домкратах підйом вантажу здійснюється за допомогою сталевих зубчатих рейок, переміщуваних уздовж направляючих, розташованих усередині кожухів домкратів див. рис. 4.3. Рейка з поворотною головкою переміщається за допомогою шестерні з рукояткою. Нижня частина рейки

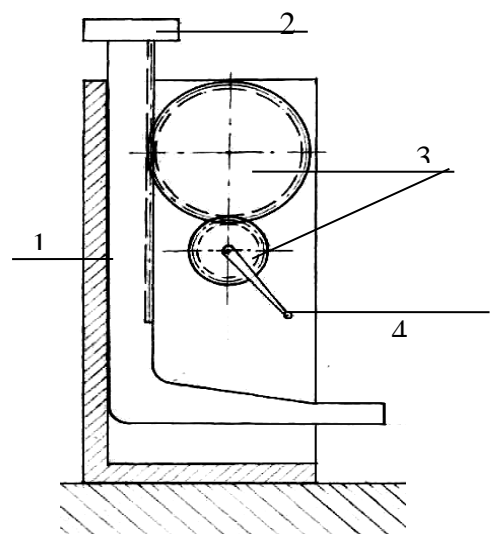


Рис. 4.3. Рейковий домкрат:
1 – рейка, 2 поворотна головка,
3 – шестерня, 4 – рукоятка

відігнута і використовуються для підйому низько розташованих вантажів

4.1.2. Лебідки

Лебідки призначені для підйому, опускання і переміщення вантажів. Вони використовуються як самостійні машини, або як складові частини кранів та підйомників. Лебідки розділяють по приводу (з ручним і машинним приводом), типу тягового органу (канатні і ланцюгові), типу установки (нерухомі і пересувні), числу барабанів (1, і багато барабанні), типу барабана (нарізні, гладкі).

Ручні лебідки (вантажі до 10т) використовують при відсутності електричного струму див. рис.4.4.

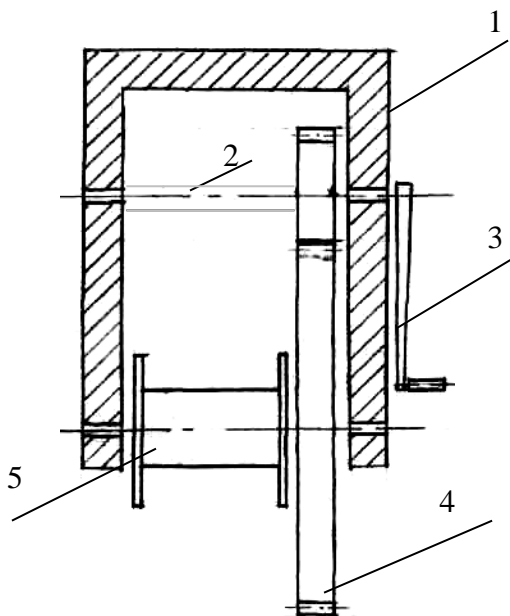


Рис. 4.4. Ручна лебідка

- 1 - рама
- 2 - ведучий вал
- 3 - рукоятки
- 4 - відоме колесо
- 5 - барабан для навивки

У лебідках з машинним приводом обертаючий момент від двигуна до веденого валу передається ланцюговими, пасовими, зубчатими, фрикційними передачами і муфтами(рис 4.5).

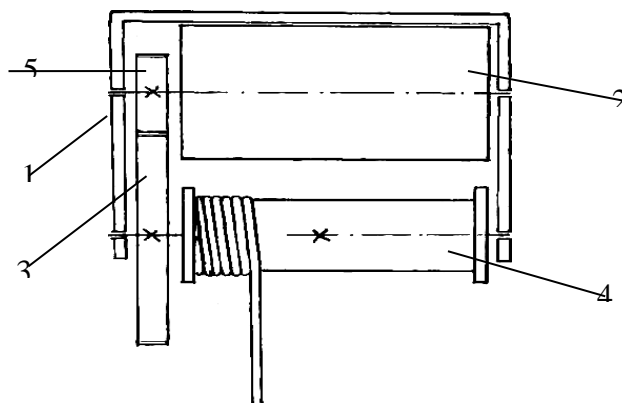


Рис. 4.5.

- Електрична лебідка: 1 – рама, 2 – електричний двигун, 3 – колесо, 4 – барабан, 5 - шестерня

Для маневрових робіт на залізничних станціях, в портах, для підняття якорів на судах застосовуються шпилі – лебідки, у яких канат не закріплений на барабані, а зчіплюється з ним силою тертя, що виникає між поверхнею барабана і декількома витками каната, намотаними на нього див. рис.3.6.. Це дозволяє працювати з канатом великої довжини.

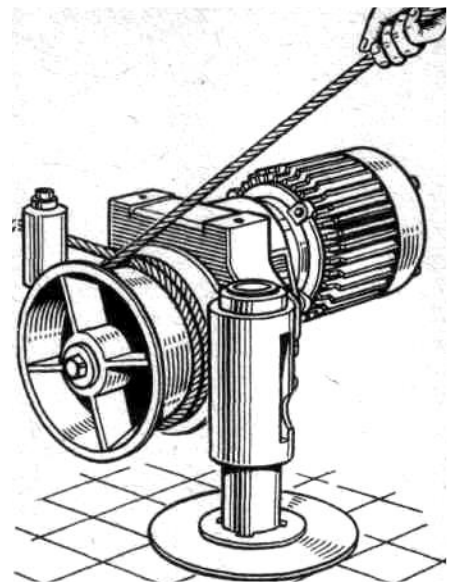


Рис. 4.6. Електрошпиль

4.1.3. Талі і тельфера

Таями називаються прості вантажопідйомні механізми – компактні лебідки. Вони застосовуються на монтажних і погрузо – розвантажувальних роботах. По роду привода талі можуть бути ручні, електричні і пневматичні. Ручні талі можуть бути з черв'ячними передачами, що набули великого поширення і швидкоходові талі із зубчатими передачами див. рис. 4.7. При вантажопідйомності 0,5 – 5 тонн їх виготовляють із зварними каліброваними

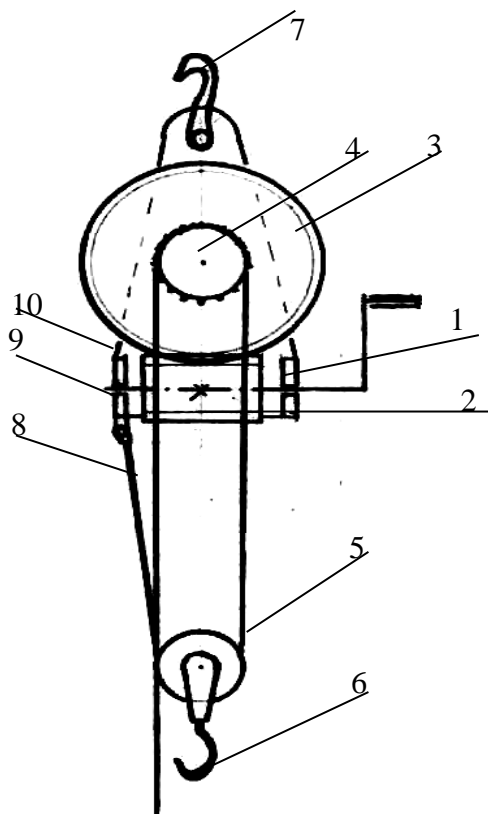


Рис. 4.7. Ручна таль:

- 1 - тягове колесо,
- 2 - черв'як,
- 3 - черв'ячне колесо,
- 4 - вантажна зірочка,
- 5 - вантажний ланцюг,
- 6 - вантажний крюк,
- 7 - крюк для підвішування,
- 8 - ланцюг тягового колеса,
- 9 - храпове колесо,
- 10 - собачка

ланцюгами, при вантажопідйомності більше 5 тонн – з шарнірними пластинчастими ланцюгами. Талі з черв'ячними передачами мають вантажопідйомність до 10 тонн, ККД = 0,53 – 0,77. Швидкість підйому 0,6 – 1,2м/с. Піднятий вантаж утримують собачкою храпового колеса, або дисковим гальмом. Талі із зубчатими передачами піднімають вантаж до 20тонн з швидкістю до 2,6м/с.

Електроталі вантажопідйомністю 0,25 – 15 тонн приводяться в дію електродвигуном. Швидкість підйому 5 – 25м /хв., висота підйому до 30м. Електроталі, змонтовані на візках, називаються тельферами. Вони переміщуються по підвісних однорейкових шляхах, виконаних з прокату двотаврового перетину. При вантажопідйомності до 1 тонни – пересування у ручну, а при більшій вантажопідйомності – механічне. Тельфера управляються знизу або із спецабіни, швидкість пересування візка до 30м/мин. Знаходять широке застосування для передачі вантажів між цехами. Зараз все більше застосування одержують талі з пневмоприводом.

4.1.4. Крани

Консольні настінні крани див. рис. 4.8 пересувають по рейках 1, укріпленим на стіні будівлі 2. На стрілі крана 3 є пересувна електроталь 4. Кран обслуговує площу уздовж стіни і широко застосовується в оброблювальних і складальних цехах для передачі виробу з однієї операції на іншу. Консольні крани керуються із спец кабіни 5.

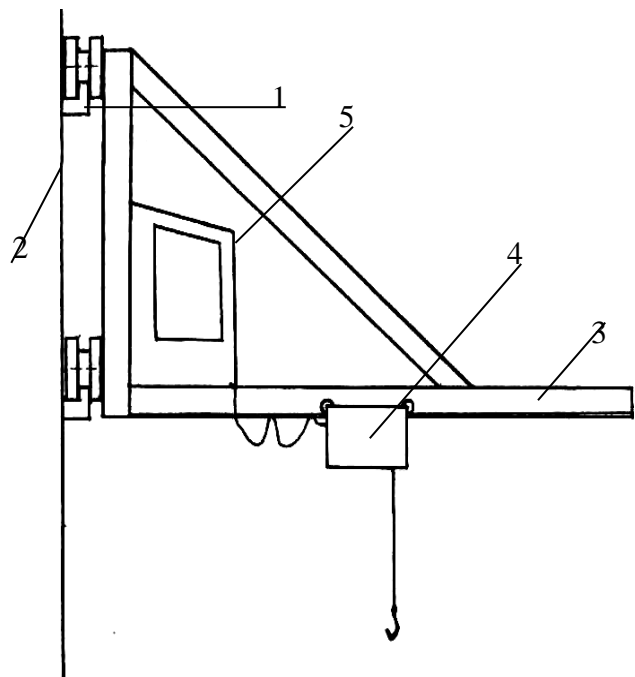


Рис. 4.8. Схема консольного настінного крана

Широке застосування на

виробництві знаходять мостові крани див. рис. 4.9. Міст – 1 переміщається на

ходових колесах 2 по кінцевих балках 3. По мосту пересувається візок крана 4 що має підйомний механізм з вантажозахватним пристроєм.

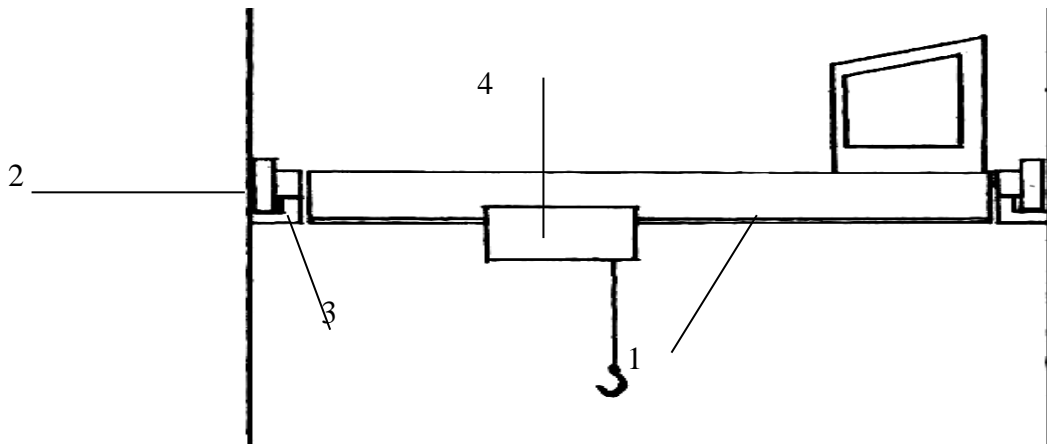


Рис. 4.9. Схема мостового крана

Часто на візку розміщують два механізми підйому: один – головний, другий – допоміжний меншої вантажопідйомності. При сумісному русі моста і візка обслуговується вся площа цеху.

Козлові крани відносяться до кранів мостового типу див. рис. 4.10. Міст крана 1 встановлений на 2-х висотних опорах 2, що переміщуються по рейках 4, укладених на землі. Вантажопідйомність до 200 – 300т, проліт крана до 100м.

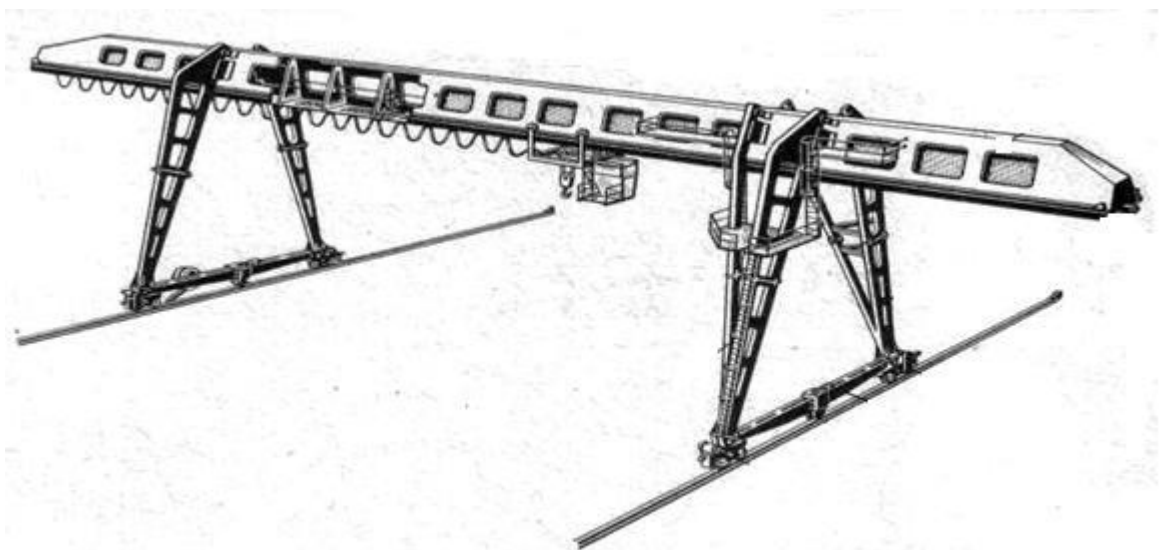


Рис.4.10. Козловий кран

Широке застосування знаходять також поворотні крани див. рис. 4.11. Вони можуть бути стаціонарними і пересувними, з постійним і змінним

вильотом стріли. Зміна вильоту здійснюється підйомом або опусканням стріли.

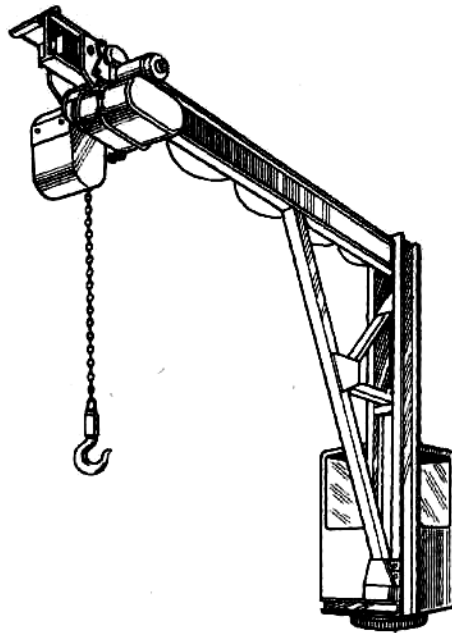


Рис. 4.11. Поворотний кран

Пересувні поворотні крани бувають на гусеничному, автомобільному або залізничному ході.

Баштові крани широко застосовуються в будівельних роботах. Пересуваються по рейках, укладених уздовж стін будівлі див. рис.4.12.

Плавучі крани застосовують для роботи в портах. Встановлюються на самохідних або буксируваних понтонах.

Портальні крани використовують для завантаження і розвантаження

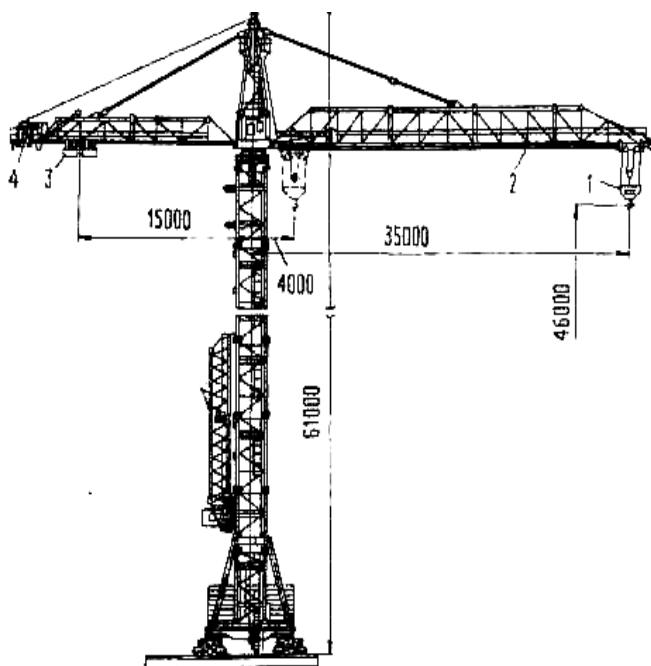


Рис. 4.12. Схема баштового крану:

- 1 – крюкова підвіска,
- 2 – стріла,
- 3 – протывага,
- 4 – механізм підйому вантажу

судів. Вони мають жорсткий 4-х або 3-х стійковий портал, переміщуваний по рейковому шляху, укладеному уздовж фронту робіт (рис.4.13).

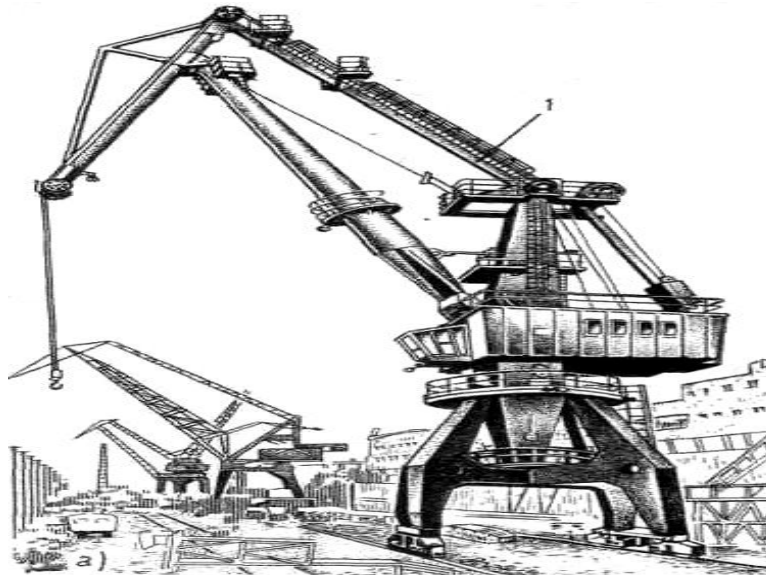


Рис. 4. 13. Портальні крани

Для доставки вантажу в труднодоступні місця застосовуються крани вертольоти.

Вилкові навантажувачі застосовуються для вантажно розвантажувальних робіт, а також між- і внутрішньоцехового транспортування вантажів (рис.4. 14). Привід від двигуна внутрішнього згоряння або акумуляторної батареї. Вантажопідйомність 1 – 3 тонн.

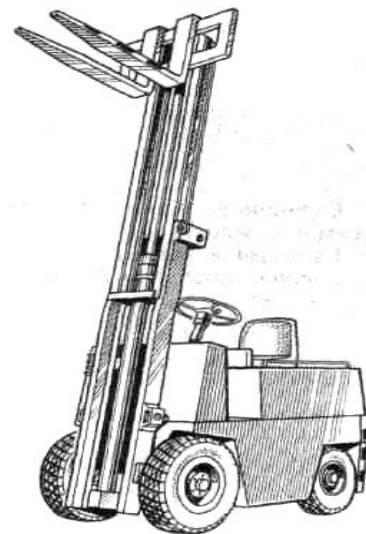


Рис. 4.14. Вилкові навантажувачі

4.1.5. Підйомники

Підйом вантажів проводиться в клітках, кабінах, баддях або на платформах, що переміщаються в жорстких направляючих у вертикальному або близькому до вертикального напрямках. Підйомники, що переміщають вантаж по вертикалі називаються ліфтами, див. рис. 4.15. Їх застосовують в складських приміщеннях, в шахтах для підйому і опускання людей і вантажів, при експлуатації висотних будівель.

Вони мають кнопкову систему керування з розташуванням панелі усередині кабіни.

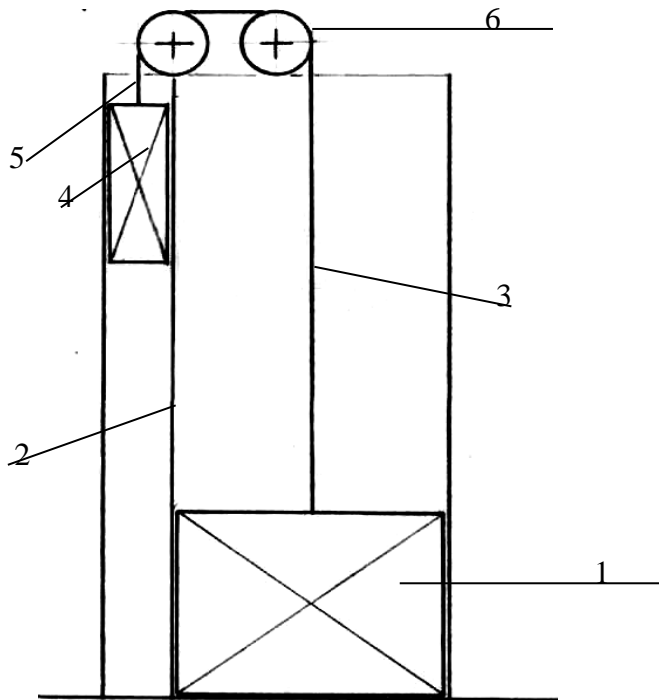


Рис. 4. 15. Схема пасажирського ліфта:

- 1 - кабіна,
- 2 - жорсткі направляючі,
- 3 - несучий канат кабіни,
- 4 - противага,
- 5 - канат противаги,
- 6. - барабан

Для забезпечення високої точності зупинки застосовуються ліфти з мікроприводом. Перед підходом до необхідного поверху основний двигун автоматично вимикається і включається двигун мікроприводу малої потужності. Кабіна переходить на рух з пониженою швидкістю і автоматично зупиняється на заданому рівні. Вантажопідйомність пасажирських ліфтів 350 – 500кг, швидкість 0,5 – 1м/сек. При підйомі кабіни 1 несучий канат 3 навивається на барабан 6, а канат противаги 5 звивається.

Підйомники, що служать для підйому вантажу в ковшах, скіпах називаються ковшовими або скіповими. Вони застосовуються в шахтах, для завантаження доменних печей і вагранок. Ковші розвантажуються через дно або перекиданням.

4.2. ОСНОВНІ ВУЗЛИ І ДЕТАЛІ ПІДЙОМНО – ТРАНСПОРТНИХ МАШИН І МЕХАНІЗМІВ

4.2.1. Гальмівні пристрої

Всі механізми вантажопідйомних машин забезпечуються надійно діючими гальмівними пристроями, що забезпечують зупинку вантажу і його утримання на певній довжині гальмівного шляху.

Гальмівні пристрої розрізняють за наступними ознаками

1. За конструктивним виконанням робочих елементів гальма: (колодкові, стрічкові, дискові, конічні);
2. За принципом дії: (автоматичні, керовані);
3. За призначенням: (стопорні, спускові, що обмежують швидкість руху в певних межах);
4. По характеру привідного зусилля: (нормально – замкнуті гальма, нормально – розімкнені гальма, комбіновані, працюють в нормальних умовах як гальма нормально – розімкнені, а в аварійних умовах – як гальма нормально – замкнуті).

Вимоги, що пред'являються до гальм: достатній гальмівний момент, швидке замикання і розмикання, простота, міцність і довговічність елементів гальма, мала вартість виготовлення.

Місцем установки гальмівного шківів є швидкохідний вал механізму, де діє найменший крутячий момент. Отже, гальмо розвиває малий гальмівний момент і має найменші габарити і найменшу потужність приводу гальма.

Остановами називаються пристрої, що служать для утримання вантажу на вазі. У підйомно – транспортних механізмах застосовують храпові і роликові останови. Храпові останови складаються з храпового колеса 1, укріпленого на валу 2 і собачкою 3, вісь 4, якої встановлена на нерухомих елементах механізму, див. рис. 4.16. Собачка входить в зачеплення з храповим колесом, затримуючи його обертання у бік спуску вантажу 5 і не перешкоджаючи у бік підйому.

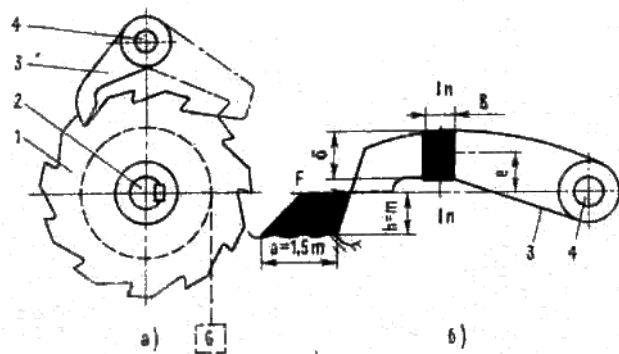


Рис. 4.15. Храпова останова

Роликові останови є більш довершеними механізмами, їх дія заснована на використанні сил тертя. Останова складається з корпусу 1, втулки 2 і закладених в клинові пази роликів 3, див. рис. 4.17. При обертанні втулки рф годинниковою стрілкою ролики захоплюються силою тертя в узьку частину клинового паза, що приводить до заклинювання роликів і зупинці втулки. Для швидшого заклинювання роликів є пружини 4 і штифти 5, що віджимають ролики в кут паза.

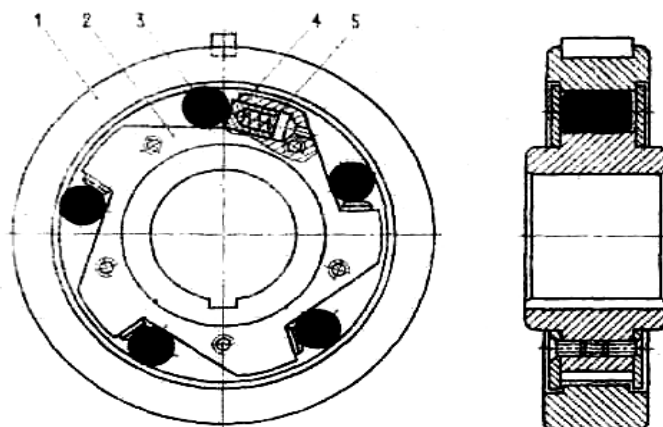


Рис. 4. 17. Роликова останова

Колодочні гальма широко застосовуються в підйомно – транспортних машинах. Саме просте гальмо одно колодкове. Замикаюча сила створює натиснення колодки на шків і на ньому виникає сила тертя, що протистоїть обертанню механізму

Сила натиску колодки сприймається валом і підшипниками, унаслідок чого їх розміри збільшують. Через це дане гальмо застосовується тільки в

ручних механізмах. Двохколовкові гальма, більш широко відомі. Для отримання малогабаритного гальма і отримання великого гальмівного моменту застосовуються спецматеріали, що володіють підвищеними фрикційними якостями: наприклад вальцьована стрічка 6КВ-10 (металева) товщиною 4 – 8мм і шириною 20 – 100мм. Вона добре працює в парі з чавунним, а також сталевим шківом. Також застосовують азбестову стрічку. Замикаюча сила в більшості випадків створюється зусиллям стислої пружини або вантажем.

Для створення розмикаючої сили використовують гальмівні електромагніти, електрогідролічні і електромеханічні штовхачі, які включаються одночасно з включенням двигуна.

Стрічкові гальма мають менше застосування ніж коловкові, оскільки створюють на валах вигинаючі зусилля і обрив сталеві стрічки спричиняє за собою аварію.

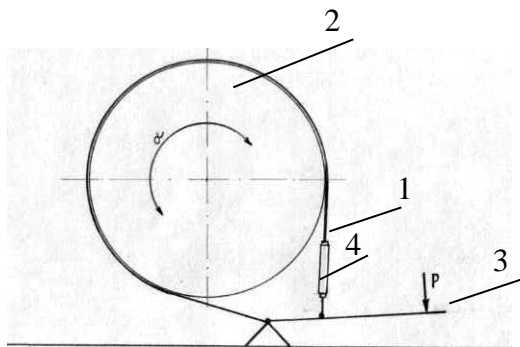


Рис. 4. 18.Стрічкові гальма

Гальмівний момент створюється в результаті тертя гнучкої стрічки 1 по поверхні гальмівного шківа 2 при натиску на гальмівний важіль 3, див. рис. 4.18. Регулювання гальма здійснюється різьбовим стягуванням 4.

При машинному приводі застосовують сталеву стрічку обкладену з фрикційним матеріалом.

В дискових гальмах тертя створюється притиском нерухомого диску 1 до диску 2, що обертається разом з гальмівним валом, див. рис. 4. 19.

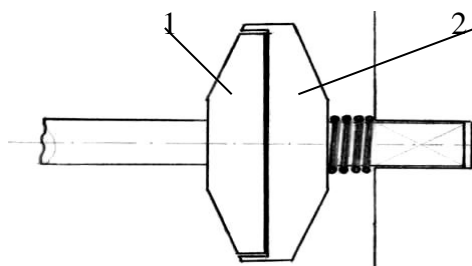


Рис. 4.19. Дискові гальма

Замикаючою силою може бути сила пружини або зусилля людини, що

прикладається за допомогою важільної, гідравлічної або пневматичної систем.

4.2.2. Вантажозахватні пристрої

Для захвату переміщуваних вантажів застосовують крюки, петлі, спеціальні захвати, ковші, бадді, грейфери.

Крюки підрозділяють на однорогі і дворогі, розміри їх стандартизовані (рис.4.20). Виготовляють крюки ковкою або штампуванням з низьковуглецевої сталі марки 20. З розвитком засобів дефектоскопії

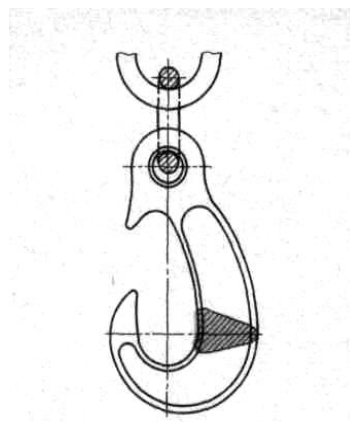


Рис.4.20. Крюк

застосовуються литі крюки. На хвостовику крюка нарізається різьба. Цією різьбою крюк закріплюється в траверсі гайкою. Кожен крюк випробовують під навантаженням.

Для кранів більшої вантажопідйомності застосовують пластинчасті крюки, що збираються з окремих елементів, вирізаних з листової сталі. Вони легше кованих і не вимагають для виготовлення могутнього пресового устаткування.

Петлі (рис. 4.21) бувають суцільноковані і складені. Вони не стандартизовані. Мають менший розмір при тій же вантажопідйомності що і крюки, оскільки в перетинах петель діють менші вигинаючі моменти.

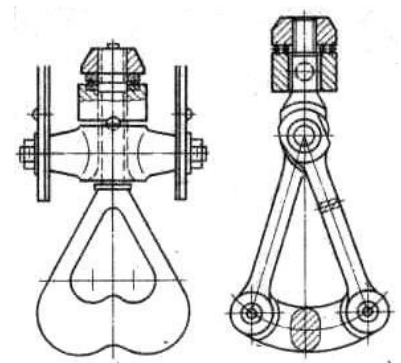


Рис. 4.21 Петлі

Стропи виготовляють із сталевго каната або ланцюгів і застосовують для обв'язування вантажу. Їх вибирають такої довжини, щоб кут між їх гілками був менше 90° .

До спеціальних захватів відносяться кліщові, ексцентриккові, електромагнітні, вакуумні.

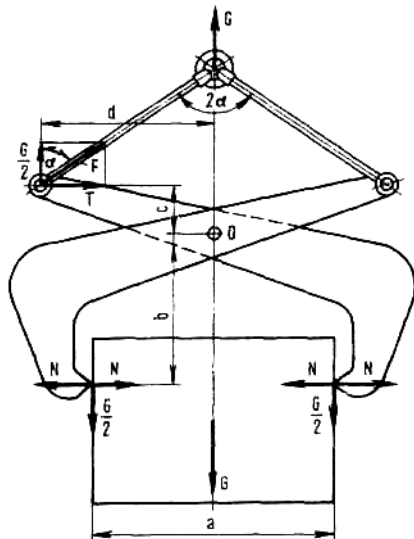


Рис. 4.22. Кліщові захвати

Кліщові захвати (рис. 4.22) повинні задовольняти вимогам техніки безпеки, бути зручними в експлуатації, не псувати вантаж при захопленні, мати мінімальну масу. Вантаж утримується захватом силами тертя, що виникають між захватом і вантажем.

Кліщові захвати бувають напівавтоматичні (забезпечують автоматичний захват вантажу при ручному його звільненні) і автоматичні (забезпечують захват і вивільнення вантажу без застосування робочої сили).

Ексцентриккові захвати використовують для транспортування сталевих листів у вертикальному положенні, (рис. 4. 23). Захват підвішується до крюка каната. На початку підйому ексцентрик притискує лист до упору рамки захвату.

Електромагніти широко застосовуються для підйому сталевих і чавунних вантажів. Захват і звільнення вантажів відбувається автоматично. У зоні його дії забороняється перебування людей, оскільки при раптовому припиненні подачі струму вантаж впаде.

Вакуумні захвати застосовують для транспортування листового матеріалу (кольорові метали, скло, пластмаса).

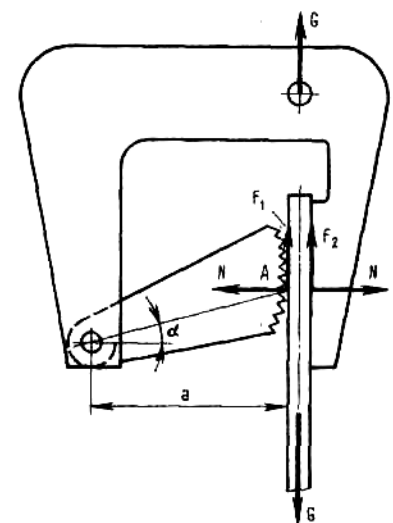


Рис. 4. 23.

Ексцентриккові захвати

До вантажозахватних пристроїв для сипких вантажів відносяться ковші, бадді, грейфери.

Для зменшення ручної праці широко застосовуються грейфери. Вони підрозділяються на одно- і двох канатні, див. рис. 4.24.

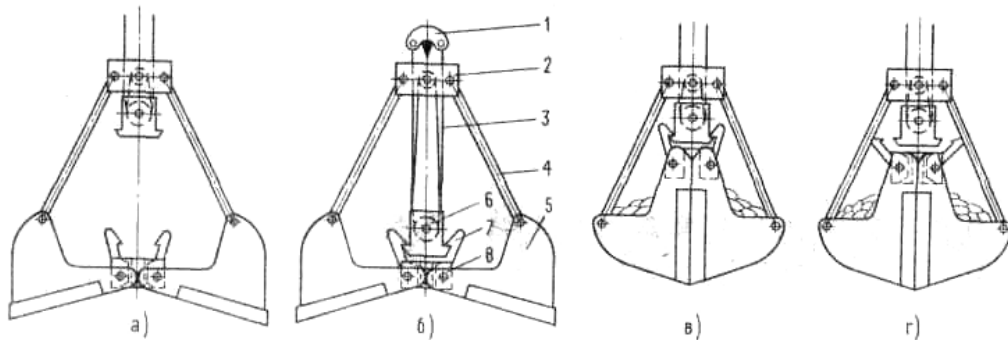


Рис. 4.24. Грейферні захвати

Одноканатний грейфер складається з 2-х щелеп 5, сполучених шарнірно на нижній траверсі 8. Тяги 4 сполучають щелепи з верхньою траверсою 2, канатом 3 рухома головка 6 з'єднується з верхньою траверсою 2 і скобою 1 за допомогою якої грейфер навішується на крюк крана. При зачерпуванні головка 6 і траверса 8 зв'язані між собою захватами 7. При підйомі скоби 1 траверса 2 і головка 6 зближуються, а щелепи, повертаючись на своїх шарнірах, занурюються в матеріал під дією власної ваги і змикаються. Вантаж переміщається до місця розвантаження і опускається на опорну поверхню. При цьому захвати 7 розкриваються і головка 6 від'єднується від нижньої траверси. Далі піднімають скобу 1 і верхню траверсу 2, що приводить до автоматичного розкриття грейфера. Розкриття грейфера може проводитися також тросом, яким розтискали захват 7 і звільняють головку 6.

У двох канатних грейферах один канат замикає замочний пристрій, 2-й – підйомний.

4.2.3. Барабани, ланцюги, канати

Барабани служать для навивки каната. Поверхня барабана є гладкою або жолобчастою. Профіль канавки відповідає профілю каната. При нижчому положенні вантажу на барабані повинно залишатися не менше 1,5 витків

каната. Канат на барабані повинен мати надійне і зручне для огляду кріплення. Кріплять канат планками.

Вантажні ланцюги застосовуються в телях і тельферах. Вони бувають двох видів: зварні і пластинчасті. Зварні ланцюги мають ланки овальної форми. Виготовляють з круглої гарячекатаної сталі. По точності ділять на калібровані і не калібровані. Маючи велику гнучкість, вони задовільно працюють з блоками і барабанами малих діаметрів, прості і дешеві. Їх недолік: велика вага, малі швидкості підйому вантажу, значний знос. Пластинчасті ланцюги по конструкції схожі з зубчатими приводними ланцюгами. Через відсутність зварки міцність і надійність їх вище, ніж зварних ланцюгів. Недоліком є неприпустимість зусиль, направлених під кутом до площини обертання ланок, оскільки це приводить до їх поломки.

У вантажопідйомних машинах найчастіше використовують сталеві дротяні канати. Канати роблять з дроту діаметром 0,2 – 4,5мм. Канати виготовляють на спецмашинах. Окремі дроти звивають в стренги які звивають навколо сердечника з прядива, азбесту або більш легких дротів, див. рис.4.25. Дротяні і азбестові сердечники застосовуються в канатах, що

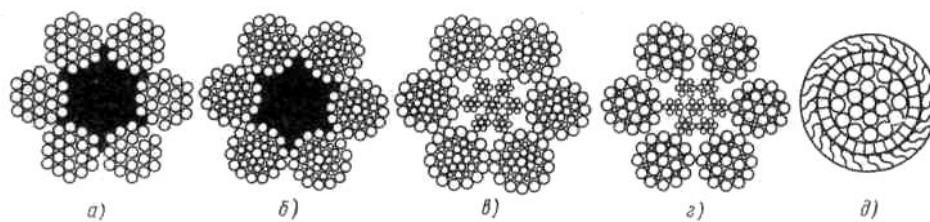


Рис. 4. 25. Канати

працюють в гарячих цехах. Канати з прядивним сердечником володіють меншою міцністю, але вони гнучкіші і краще протистоять зносу. В порівнянні з ланцюгами канати мають меншу масу, безшумні, надійніші.

4.3. МАШИНИ І МЕХАНІЗМИ БЕЗПЕРЕРВНОГО ТРАНСПОРТУВАННЯ

Машини безперервного транспортування застосовуються для переміщення масового вантажу потоком без зупинок для їх завантаження. Їх

ділять на дві групи: транспортні машини з тяговим органом (стрічка, ланцюг, канат) і транспортні машини без тягового органу.

4.3.1. Транспортні машини з тяговим органом

Стрічкові конвеєри є найбільш поширеними транспортні машини для переміщення різноманітних штучних і насипних вантажів, див. ри. 4.26.

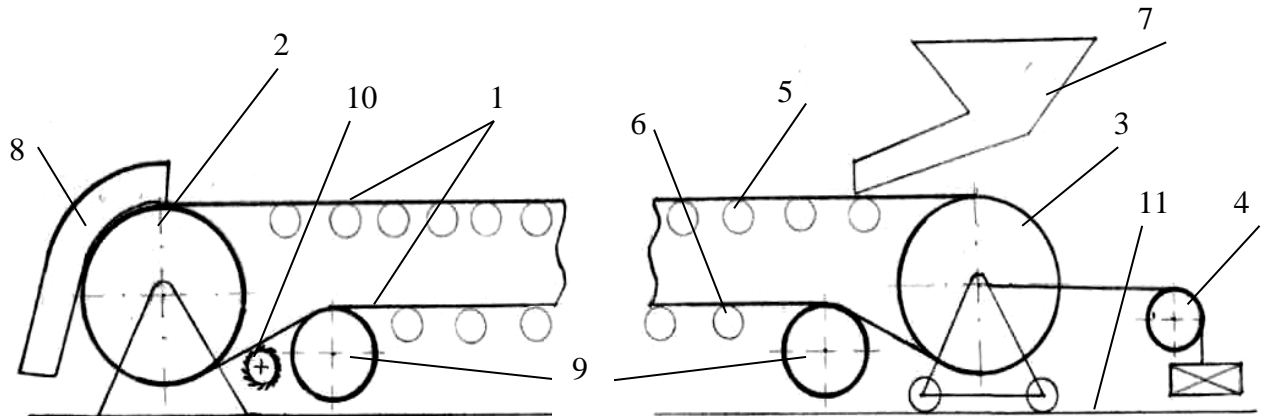


Рис. 4. 26. Стрічковий конвеєр

Стрічкові конвеєри мають тяговий орган 1, виконаний у вигляді нескінченної стрічки, приводну станцію 2, натяжну станцію з натяжним барабаном 3 і натягувачем 4, підтримуючих роликів на робочій 5 і холостій 6 гілках стрічки, завантажувальний 7 і розвантажувальний 8 пристрої, відхиляючий барабан 9 і пристрій для очищення стрічки 10. Всі елементи конвеєра монтується на металевій рамі 11. При необхідності розвантаження в будь-якій точці застосовують плужкові скидачі.

Схеми конвеєрів вельми різноманітні (горизонтальний, похилий, горизонтально – похилий, з проміжним перевантаженням).

Основною характеристикою їх є продуктивність:

$$Q = 3600S \cdot V, \text{ м}^3/\text{год};$$

$$Q = 3600S \cdot V \cdot \rho, \text{ т}/\text{год},$$

де S - площа перетину матеріалу на стрічці м²;

V - швидкість стрічки, м/с;

ρ - щільність матеріалу, т/м³.

Вимоги, що пред'являються до стрічки: висока міцність і гнучкість в подовжньому і поперечному напрямках, висока опірність зношуванню і

розшаруванню при вигинах, невелике залишкове подовження. Застосовуються наступні типи стрічок: прогумовані і із завулканізованими в них сталевими тросами, стрічки з штучної тканини, сталеві стрічки.

Розрахунок стрічок ведуть тільки на розтягування по погонному навантаженню $[K]$, прокладки: $[K]=K/n$, де $n = 8 - 12$ – запас міцності стрічки, K – межа міцності стрічки на розрив (таблична величина).

Для транспортування на великі відстані застосовують канатно-стрічкові конвеєри, в яких тягове зусилля сприймається 2-ма сталевими канатами, а прогумована стрічка є тільки несучим органом.

Стрічки з'єднуються методом гарячої і холодної вулканізації або петлями, гачками, пластинами з болтами.

Сталева конвеєрна стрічка – це стрічка з вуглецевої або неіржавіючої сталі $\delta=0,6 - 1,2$ мм і шириною 350 – 800 мм. Застосовується при температурі 120 – 300⁰С, коли текстильні стрічки застосовувати не можна.

Загальна потужність приводу конвеєра складається з потужності, що витрачається на підйом вантажу по вертикалі і переміщення його по горизонталі:

$$N = N_g + N_e = \frac{1000 \cdot Q \cdot H}{3600 \cdot 102} + C_0 \cdot \frac{1000 \cdot Q \cdot L}{3600 \cdot 102} = \frac{Q \cdot H}{367} + \frac{C_0 \cdot Q \cdot L}{367}, \text{кВт}$$

де Q - продуктивність конвеєра, т/год;

H - висота підйому, м;

L - довжина конвеєра, м;

C_0 - питомий коефіцієнт опору (опір, що доводиться на переміщення 1т вантажу на 1м).

Ланцюгові конвеєри застосовуються при високих температурах, а також для транспортування крупнокускових матеріалів. Тяговим органом є різного типу роликові ланцюги. Недоліком ланцюгового тягового органу є наявність великої кількості шарнірів, що вимагають регулярного спостереження і змащування. Швидкість конвеєра 0,6 – 1,0м/сек. Схеми ланцюгових конвеєрів відрізняються ще більшою різноманітністю, ніж схеми стрічкових

конвеєрів. Їх встановлюють на підлозі і на спеціальному підвісному шляху. Ланцюги підтримуються роликами.

У вугільній, хімічній, цементній промисловості застосовуються ковшові ланцюгові конвеєри, дозволяють транспортувати гарячі вантажі по похилих і вертикальних ділянках, а також зручність розвантаження в будь-якій точці траси.

Для подачі вантажу безперервним потоком і транспортування штучних крупнокускових вантажів при високій температурі застосовуються пластинчасті ланцюгові конвеєри, що згинаються у вертикальній або горизонтальній площинах. До їх різновиду відносяться конвеєри в метро і аеропортах.

Для транспортування матеріалів, подрібнення яких не знижує їх якості, застосовуються шкребкові конвеєри, в яких матеріал переміщається по нерухомому жолобу волочінням за допомогою шкребків, встановлених на ланцюгу.

Для обслуговування автоматичних і потокових ліній застосовуються візкові конвеєри. Ланцюги конвеєрів сполучені з візками, які пересуваються по рейках.

Підвісні ланцюгові конвеєри застосовуються для транспортування вантажів по замкнутому контуру складної просторової траси, див. рис. 4.27. Вантажі при переміщенні можуть підлягати різним технологічним операціям: сушці, покриттю лаком, травленню.

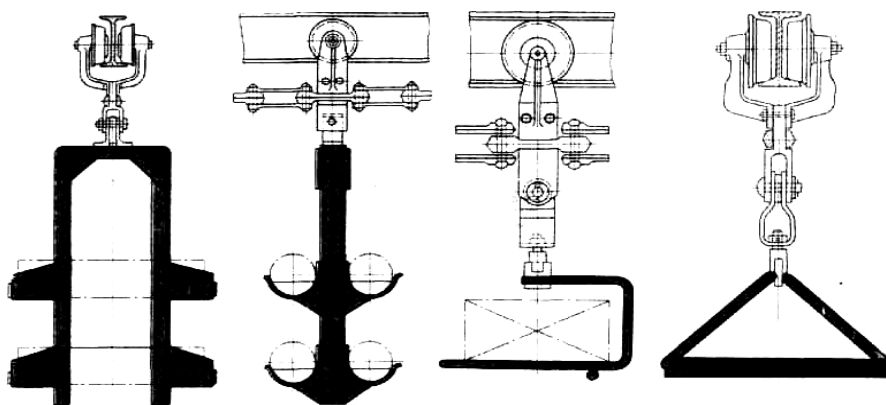


Рис. 4. 27. Підвісні ланцюгові конвеєри

Для періодичної подачі виробів в автоматичних лініях широко застосовуються штангові конвеєри, в яких деталі пересуваються вперед штовхачем (штангою), яка здійснює поворотно - поступальну ходу.

Транспортуючі пристрої, що переміщують матеріал у вертикальному напрямку, називаються елеваторами.

4.3.2. Транспортні машини без тягового органу

До них відносяться пневматичні і гідравлічні установки, гравітаційні і вібраційні конвеєри, транспортуючі труби і шнеки.

Установки, в яких транспортування вантажу проводиться по трубах в суміші з повітрям, називаються пневматичними. Залежно від способу створення руху повітря по трубах їх підрозділяють на всмоктуючі, нагнітаючі і змішані установки. До складу пневмотранспортної установки входить повітродувка, пневмопровід, завантажувальний пристрій і циклон див. рис. 4.28.

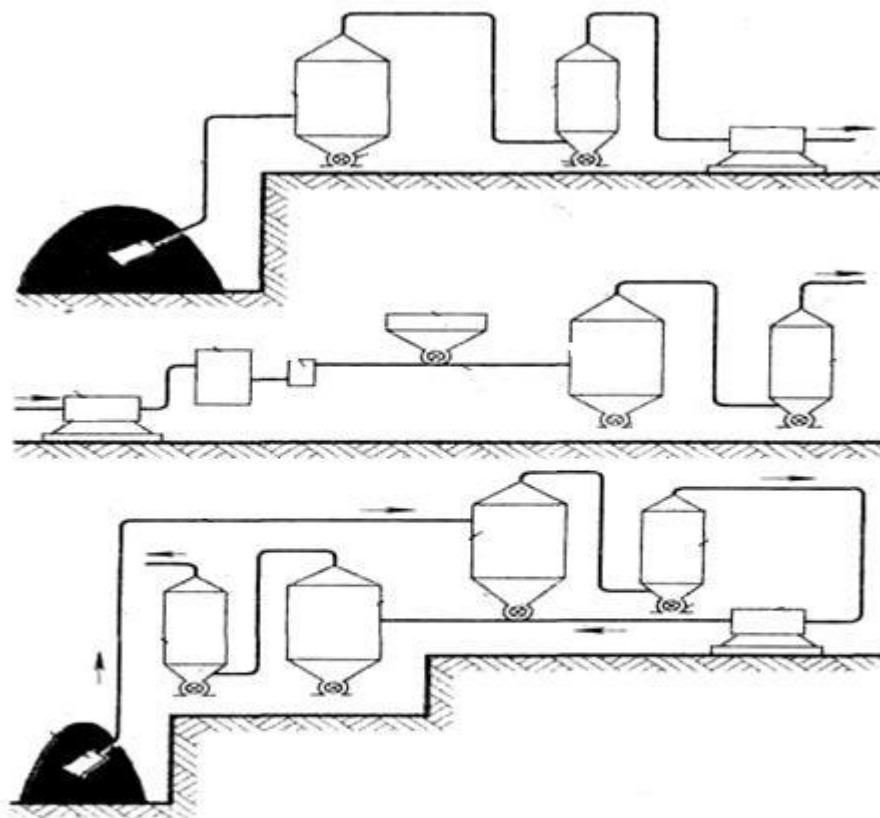


Рис. 4.28. Пневматичні транспортні установки

Всмоктуючі установки працюють в результаті утворення розрідження в системі і всмоктування в неї суміші атмосферного повітря і матеріалу. Вони застосовується при зборі легко сипучих матеріалів, а також для розвантаження судів і залізничних вагонів. Оскільки розрідження в системі не перевищує 0,5 атм, пневмоустановки всмоктуючого типу застосовують для транспортування на невеликі відстані.

Нагнітальні установки працюють за рахунок подачі стислого повітря в пневмотранспортний трубопровід. Тиск в пневмо системі до 5 атм, тому ними можна транспортувати сипкі матеріали на великі відстані.

Змішані (комбіновані) установки працюють в одній частині під розрідженням, в іншій – під тиском. Тому можна збирати вантаж в декількох пунктах і подавати в декілька місць розвантаження на великі відстані.

Стійке транспортування вантажу в суміші з повітрям можливо за наявності достатньої швидкості повітря. Швидкість повітря (перепад тиску) створюється в нагнітальних установках – компресорами, повітродувками і вентиляторами, у всмоктуючих – вакуум – насосами і вентиляторами.

Достоїнства пневмотранспорт них установок:

1. Можливість транспортування по складній просторовій схемі;
2. подача вантажу з декількох місць у декількома пунктів;
3. Відсутність втрат вантажу і екологічного забруднення із-за герметизації пневмопровода;
4. Повна автоматизація процесу транспортування.

Недоліки пневмотранспорту:

1. Висока витрата електроенергії;
2. Підвищений знос фасонних елементів пневмопровода;

Різновидом пневматичного транспортування є насичення (аерація) сухих пилоподібних матеріалів (цементу, муки, меленого вугілля). Унаслідок цього вони можуть набувати властивості текучості і можуть переміщатися під дією сили тяжіння по герметичних жолобах, що мають малий ухил.

Під тиском повітря по трубах транспортуються і штучні вантажі, що поміщаються в спецпатрони (на пошті, в банках і бібліотеках).

Транспортування вантажів в суміші з водою (пульпи) по трубах називається гідравлічним транспортом. Переміщення пульпи проводиться тиском, що створюється різницею рівнів або механічними агрегатами. У останньому випадку транспортування може відбуватися по горизонталі і з підйомом вгору.

Достоїнства гідротранспорту: можливість транспортування на великі відстані без перевантажень по складній трасі, повна автоматизація.

Недоліки гідротранспортних систем є інтенсивний знос трубопроводів та підвищена витрата електроенергії.

Гідравлічні транспортні системи можуть бути відкритими, коли вода використовується один раз і потім відводиться у водоймище. При цьому витрачається велика кількість води і потрібні очисні пристрої перед скиданням її у водоймище. У закритих системах передбачається повернення води для повторного використання. Транспортування пульпи проводиться при швидкостях, достатніх для усунення осадження матеріалу в трубах.

Гравітаційні пристрої для транспортування вантажу використовують силу тяжіння. Простим пристроєм є похила площина (жолоб, труба), по яких скочується вантаж. Для початку руху необхідно, щоб кут нахилу пристрою був на 5 – 10 градусів більше кута тертя. До гравітаційних пристроїв відносяться роликові конвеєри, в яких похила площина утворена з ряду роликів. По ним переміщують штучні вантажі в тарі. Крок між роликами менше 0,5 довжини вантажу.

Конвеєри, що коливаються, застосовуються для транспортування гарячих, отруйних, хімічно агресивних вантажів при забезпеченні повної герметичності їх переміщення. Конвеєр є жолобом, що здійснює коливальні рухи на пружних стійках під впливом вібратора.

Гвинтові конвеєри здійснюють переміщення матеріалу по жолобу за допомогою гвинта, що обертається (шнека). Вони застосовуються для

транспортування сипучих вантажів як у горизонтальному, так і у вертикальному напрямках.