

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ГІРНИЧИЙ КОЛЕДЖ
ДЕРЖАВНОГО ВИЩОГО НАВЧАЛЬНОГО ЗАКЛАДУ
«КРИВОРІЗЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ»

***ДЕТАЛІ МАШИН
І ОСНОВИ КОНСТРУЮВАННЯ***

Конспект лекцій

2017

ЗМІСТ

ПЕРЕДМОВА	4
Лекція 1. ОСНОВИ ПРОЕКТУВАННЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН .	5
Лекція 2. З'ЄДНАННЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН. НАРІЗНІ З'ЄДНАННЯ	14
Лекція 3. ШПОНКОВІ, ШЛІЦЬОВІ, ШТИФТОВІ ТА ПРОФІЛЬНІ З'ЄДНАННЯ	24
Лекція 4. ПРЕСОВІ З'ЄДНАННЯ – З'ЄДНАННЯ ДЕТАЛЕЙ ПОСАДКОЮ З НАТЯГОМ	31
Лекція 5. ЗВАРНІ З'ЄДНАННЯ	36
Лекція 6. МЕХАНІЧНІ ПЕРЕДАЧІ	42
Лекція 7. ЗУБЧАСТІ ПЕРЕДАЧІ	48
Лекція 8. КОНІЧНІ ЗУБЧАСТІ ПЕРЕДАЧІ	59
Лекція 9. ЧЕРВ'ЯЧНІ ПЕРЕДАЧІ	64
Лекція 10. ПАСОВІ ПЕРЕДАЧІ	72
Лекція 11. ЛАНЦЮГОВІ ПЕРЕДАЧІ	80
Лекція 12. ВАЛИ ТА ОСІ	91
Лекція 13. ПІДШИПНИКИ КОЧЕННЯ	97
Лекція 14. ПІДШИПНИКИ КОВЗАННЯ	107
Лекція 15. МУФТИ ПРИВОДІВ	112
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ	119

ПЕРЕДМОВА

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

У цьому конспекті лекцій викладені основні положення конструювання та розрахунків типових деталей машин.

Програма, обсяг аудиторних занять і досвід викладання дисципліни деталі машин і основи конструювання у Сумському державному університеті зумовили стислий виклад матеріалу, що розподілений на 15 лекцій. У кожній лекції є перелік тем для додаткового самостійного вивчення, а основні технічні терміни виділені жирним шрифтом. Більш повний та детальний аналіз основних положень курсу пропонують численні підручники, деякі з них наведені у списку літератури і до яких обов'язково потрібно звертатися.

Розумна людина постійно усвідомлює свою неосвіченість і удосконалює свої знання. Звичайно, наука та роздуми – це важка праця, але відомо, що перемоги здобуваються розумом та працею, що ні один ледар не досяг глибокої старості, що не існує нічого, чого люди не змогли би зрозуміти.

Державні навчальні заклади ставлять перед собою завдання виховання умів, бо розум є головною перевагою, тому студент університету не повинен лякатися перевантажувати свій розум. Яким би складним не було положення курсу „Деталі машин і основи конструювання”, за допомогою аналізу завжди можливо поділити його на декілька простих і очевидних положень.

Матеріал дисципліни є актуальним та корисним для конструкторських розробок, інженерних розрахунків, практичної експлуатації та творчого пошуку в будь-якій галузі машинобудування.

Лекція 1

ОСНОВИ ПРОЕКТУВАННЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

1.1. Поняття машини та деталей машин

Основні та допоміжні процеси на виробництві виконують за допомогою машин. Вони багаторазово підвищують продуктивність. Наприклад, потужність людини беруть $P_{\text{л}} = 0,1$ кВт, коня – $P_{\text{к}} = 1$ к.с. = $0,735$ кВт, а потужність машини може перевищувати $P_{\text{м}} > 10^6$ кВт. (**Потужність** – енергетичний параметр машини, який характеризує швидкість виконання роботи).

Машина – штучний механічний пристрій із узгоджено працюючими частинами, що виконує певний доцільний рух для перетворення енергії, матеріалів або інформації. Машини поділяють залежно від виконуваних функцій на:

- 1 – електричні (двигуни, генератори);
- 2 – технологічні або робочі (верстати, вантажопідйомні та транспортуючі машини);
- 3 – обчислювальні машини.

Машина складається з послідовно з'єднаних ланок, які виконують задані рухи, і кожну машину можна назвати механізмом, але не всякий механізм може бути названий машиною. Машини складаються з деталей та вузлів. **Деталі машин** – це складові частини машини, які виготовляють із однорідного матеріалу без використання складальних операцій. **Вузол (складальна одиниця)** – сукупність спільно працюючих деталей, які з'єднані складальними операціями.

Комплекс наукових дисциплін про машини (опір матеріалів, теоретична механіка, теорія механізмів та машин, деталі машин, теорія конструкційних матеріалів та інші) – це **машинознавство**.

Сучасний інженер–механік має володіти основами машинознавства. Він повинен знати:

- 1) вимоги, що ставляться до сучасних машин та їх деталей;
- 2) основні напрямки розвитку їх конструкції;
- 3) загальні принципи будови машини.

1.2. Основні вимоги, що ставляться до сучасних машин та їх деталей

1. Висока надійність (**надійність** – це властивість виробу виконувати задані функції впродовж потрібного терміну служби без поломок і позапланових ремонтів).

2. Високі експлуатаційні показники: продуктивність; **ККД** – коефіцієнт корисної дії, що характеризує втрати енергії; точність; безпека обслуговування; ступінь автоматизації та інші.

3. **Технологічність** (технологічною є конструкція, яку можна виготовити з мінімальними затратами праці та засобів в умовах певного підприємства.)

4. Економічність (розуміється мінімальна вартість виготовлення та експлуатації виробу).

5. Транспортабельність – можливість зручного транспортування машини.

6. Ергономічність – зручність і безпека експлуатації машини з дотриманням санітарно-гігієнічних норм рівня вібрації та шуму.

7. Екологічність.

8. Естетичність.

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

1.3. Основні напрямки розвитку конструкцій машин та їх розрахунку

1. Забезпечення потрібного технічного рівня машини згідно з її функціональним призначенням.

2. Використання модульного принципу конструювання (застосування уніфікованих вузлових конструкцій) поділом конструкції машини на окремі функціонально завершені вузли та блоки.

3. Проектування технологічних деталей і вузлів під сучасну прогресивну технологію.

4. Зменшення енергозатрат машини завдяки підвищенню ККД окремих механізмів.

5. Зниження матеріаломісткості конструкцій удосконаленням процесу проектування, добору сучасних матеріалів і технологій, оптимізація форми та розмірів деталей та вузлів.

6. Максимальна автоматизація процесів проектування та виготовлення.

Щоб створити сучасну машину, потрібно знати:

1. Деталі та вузли, з яких складається машина (назва деталі, її призначення, конструктивні варіанти й особливості).

2. Умови надійної роботи деталей та вузлів, види та причини їх відмов, основні критерії працездатного стану.

3. Алгоритм розрахунку та послідовність конструювання, включаючи основи автоматизованого проектування.

1.4. Предмет, мета та зміст курсу деталей машин

Предметом курсу є **типові деталі** машин, тобто деталі загального призначення, які застосовуються в усіх або майже в усіх машинах і виконують при цьому однакові функції.

Мета курсу – висвітлити методи, правила, норми та рекомендації проектування типових деталей машин таким чином, щоб була забезпечена їх працездатність (**Проектування** – процес виконання розрахунків і конструювання (креслень), що закінчується оформленням потрібної технічної документації, тобто проектом. **Працездатність** – властивість деталі виконувати задані функції згідно з вимогами технічної документації).

Зміст (розділи) курсу деталей машин:

1 – основи проектування деталей машин;

2 – з'єднання типових деталей;

3 – механічні передачі обертового руху;

4 – деталі, що забезпечують обертовий рух.

Вивченням курсу деталей машин закінчується загальноінженерна підготовка майбутніх спеціалістів у галузі технічної механіки. **Механіка** – це наука про рух та взаємодію тіл. **Прикладна механіка** – галузь механіки, що вивчає рух та напружений стан реальних технічних об'єктів і базується на дисциплінах: опір матеріалів, ТММ, деталі машин.

1.5. Основні критерії працездатного стану деталей машин

Слово „критерії” можна замінити словами „вимоги, умови, характеристики”. Для оцінки працездатності (складової частини надійності) деталі використовують такі критерії.

1. **Міцність** – здатність деталі опиратися навантаженню без поломок і поверхневих ушкоджень.

2. **Жорсткість** – здатність деталі опиратися зміні форми та розмірів під впливом сил.

3. **Зносостійкість** – здатність матеріалу деталі опиратися стиранню поверхні.

4. **Теплостійкість** – здатність деталі працювати у визначеному діапазоні температур.

5. **Вібростійкість** – здатність деталі працювати у заданому діапазоні режимів навантаження без недопустимих коливань.

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

1.6. Міцність деталей машин

Усі деталі машини повинні бути **рівноміцними**, тобто деталі повинні мати однаковий запас міцності відносно навантажень, що діють на них. Аналіз проблеми міцності повинен містити таке.

1. Аналіз навантаження деталі. Навантаженням (зовнішньою дією) може бути сила, момент сили, температура або комбінація цих параметрів. Слід знати класифікацію сил, щоб розрізнити сили статичну та динамічну, сили зовнішню і внутрішню, сили розрахункову, еквівалентну та граничну. Необхідно розрізнити моменти обертальний, крутіння, згину. Відомості про види навантаження наведені в підручниках опору матеріалів.

2. Аналіз деформацій і напружень, що виникають в деталях від навантаження. Існують чотири види простих деформацій:

розтяг (стиск), згин, крутіння, зсув (зріз). Будь-яку комбінацію цих простих деформацій називають складною деформацією.

Під дією зовнішнього навантаження кожна частина матеріалу деталі опирається цьому навантаженню, всередині деталі виникають внутрішні сили і моменти реакції. Для оцінки розподілу внутрішніх сил і моментів використовують параметр, який називається напруженням. **Напруження** – це відношення внутрішнього силового фактора до геометричної характеристики поперечного перерізу деталі. Кожному виду деформації відповідають свої напруження, що відображено у таблиці 1.1.

Таблиця 1.1 – Відповідність простих деформацій і напружень

Вид деформації	Внутрішній силовий фактор	Геометрична характеристика поперечного перерізу	Вид напруження	Умова міцності
Розтяг (стиск)	Поздовжня сила, F	Площа, A	Нормальне, $\sigma_{P(C)}$	$\sigma_P = F / A \leq [\sigma_P]$
Згин	Згинальний момент, M	Осьовий момент опору, w	Нормальне, $\sigma_{ЗГ}$	$\sigma_{ЗГ} = M / w \leq [\sigma_{ЗГ}]$
Крутіння	Крутний момент, T	Полярний момент опору, w_P	Дотичне, $\tau_{КР}$	$\tau_{КР} = T / w_P \leq [\tau_{КР}]$
Зсув (зріз)	Поперечна сила, F	Площа, A	Дотичне, $\tau_{ЗР}$	$\tau_{ЗР} = F / A \leq [\tau_{ЗР}]$
Зминання	Радіальна сила, F_r	Площа, A	Нормальне, $\sigma_{ЗМ}$	$\sigma_{ЗМ} = F / A \leq [\sigma_{ЗМ}]$

Розрахунок напружень в деталях проводиться за формулами, викладеними у курсах опору матеріалів і деталей машин.

Розмірність напружень – н/мм² (1 н/мм² = 1 МПа = 10 кгс/см²).

3. Теоретична оцінка міцності, а відповідно і працездатності, деталі. (Існують і експериментальні методи оцінки міцності: натурні випробування, моделювання, тензометрування та інші).

Теоретична оцінка міцності проводиться частіше за все за напруженнями або за коефіцієнтами запасу міцності.

Розрахунки на міцність за напруженнями потрібно починати з запису умови міцності (див. табл. 1.1) для небезпечних перерізів (зон) деталі. Розрахункові (робочі, дійсні) напруження у цих перерізах (σ , τ) знаходяться за відповідними формулами. **Допустимі (граничні) напруження** ($[\sigma]$, $[\tau]$) визначають за рекомендаціями (див. табл. 1.2).

Таблиця 1.2 – Визначення допустимих напружень

Вид деформації	Допустимі напруження
Розтяг (стиск)	$[\sigma_P] = \sigma_T / 2$
Згин	$[\sigma_{ЗГ}] = \sigma_T / 1,6$
Кручення	$[\tau_{КР}] = 0,6 \sigma_T$
Зсув (зріз)	$[\tau_{ЗР}] = 0,25 \sigma_T$
Зминання	$[\sigma_{ЗМ}] = 0,8 \sigma_T$
σ_T – межа міцності , механічна характеристика матеріалу, визначається за довідниками	

Розгорнута формула напружень в умові міцності далі використовується або для проектувальних, або для перевірних розрахунків деталі (див. табл. 1.3).

Таблиця 1.3 – Порівняльна характеристика проектувальних і перевірних розрахунків на міцність

Проектувальний розрахунок	Перевірний розрахунок
Задані: навантаження деталі; матеріал деталі	Задані: навантаження; матеріал; розміри деталі
Знайти: мінімальні розміри деталі, які задовольняють умову міцності	Перевірити: виконання умови міцності для існуючої деталі

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

$$S \geq [S],$$

де S – розрахунковий **коефіцієнт запасу міцності**, визначається для кожної деталі за відповідними формулами, які можна стисло подати як відношення $[\sigma] / \sigma_T$;

$[S]$ – допустимий коефіцієнт запасу міцності, вибирається за рекомендаціями нормативних технічних документів, наприклад, для загальних деталей машинобудування $[S] \approx 2-3$, для будівельних споруд $[S] \approx 20$, для ланцюгів і канатів $[S] \approx 40$, а для аерокосмічних деталей $[S] \approx 1,1-1,2$ (інакше – не полетить!).

Розрахунки на міцність за запасами міцності також бувають проектувальні та перевірі.

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

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

1.7. Основні види та причини відмови деталей машин

1. Пластичні об'ємні і поверхневі деформації, що призводять до зміни форми та розмірів деталей. Ці деформації спостерігаються при перевантаженнях і в'язкому стані матеріалу.

2. Крихкі руйнування у вигляді поломок по перерізу або ушкоджень робочої поверхні. Спостерігаються при перевантаженнях і крихкому стані матеріалу.

3. Ушкодження втомного характеру у вигляді поломок або руйнування робочої поверхні після багатократного (циклічного) навантаження.

4. Недопустимі пружні деформації через недостатню жорсткість деталі.

5. Спрацювання тертьових поверхонь через недостатню зносостійкість деталі.

6. Перегрів деталей і вузлів через їх недостатню теплостійкість.

7. Резонансні коливання деталей через недостатню вібростійкість.

1.8. Вимоги до матеріалів деталей машин

Машинобудівні матеріали повинні мати певний комплекс механічних і технологічних характеристик:

- 1 – високі та постійні міцність, жорсткість, зносостійкість;
 - 2 – високі технологічні властивості (оброблюваність на верстатах, ливарні властивості, штампованість, зварюваність тощо);
 - 3 – здатність до зміцнення;
 - 4 – антифрикційні або фрикційні властивості;
 - 5 – корозійну стійкість;
 - 6 – демпфувальну здатність;
- та інші.

Антифрикційні матеріали характеризуються низьким і сталим коефіцієнтом тертя ковзання, високою зносостійкістю, гарним припрацьовуванням, малим спрацьовуванням спряженої деталі. **Фрикційні матеріали** мають високий і сталий коефіцієнт тертя ковзання, високі зносо- і теплостійкість, гарне припрацьовування, мале спрацьовування спряженої деталі під час роботи насухо або із мастилом.

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

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

До неметалевих матеріалів належать пластмаси (текстоліт, капрон та ін.), керамічні матеріали, гума, графіт, шкіра та ін.

Вибір матеріалу деталей – це відповідальне завдання проектування. До уваги беруть такі фактори:

- 1) відповідність властивостей матеріалу головному критерію працездатності деталі;

- 2) вагові та габаритні вимоги до деталей і машин у цілому;
- 3) відповідність технологічних властивостей матеріалу форми та наміченому способу обробки деталі з метою вибору найекономічнішого способу виготовлення деталі при відомому масштабі її виробництва;
- 4) вартість і дефіцитність матеріалу, тому що вартість матеріалу становить значну частину (до 60–70%) вартості машини;
- 5) вимоги естетики.

Наприклад, вали та осі, розміри яких визначаються міцністю і жорсткістю, потрібно виготовляти з матеріалу з високим модулем пружності. У вузлах, працездатність яких визначається зносостійкістю деталей, одна з них повинна мати вищу твердість робочої поверхні, а іншу потрібно виготовляти з антифрикційного матеріалу (в підшипниках і напрямних ковзання, в передачах черв'ячних, гвинт-гайка) або із фрикційного матеріалу (у фрикційних передачах, муфтах).

Теми для додаткового самостійного вивчення

1. Класифікація виробів, класифікація деталей машин.
2. Стадії розроблення конструкторської документації.
3. Якість проекрованої машини та її складових частин.
4. Основні шляхи підвищення надійності деталей машин.
5. Шляхи забезпечення технологічності та економічності деталей машин.
6. Конструктивні способи підвищення міцності та жорсткості.
7. Вплив концентрації напружень на довговічність деталей.
8. Основні відомості про машинобудівні матеріали.
9. Основи оптимального проектування.
10. Загальні правила, принципи і послідовність проектування (конструювання).
11. Випробування деталей машин.
12. Стандартизація та уніфікація деталей машин.

З'ЄДНАННЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН. НАРІЗНІ З'ЄДНАННЯ

2.1. Призначення і класифікація з'єднань

Під **з'єднаннями** у машинобудуванні розуміють кріпильні деталі (заклепки, гвинти тощо) і прилеглі частини з'єднаних деталей, форма яких підпорядковується завданню з'єднання. У деяких з'єднаннях спеціальні кріпильні деталі можуть бути відсутні. З'єднання призначені для передавання певного навантаження (сил та моментів) між з'єднуваними деталями і виконання інших додаткових функцій (наприклад, забезпечення герметичності).

Класифікація – це поділ за ознаками.

За кінематичною ознакою з'єднання поділяють на **рухомі** та **нерухомі**. У рухомих з'єднаннях (шліцьових, шпонкових рухомих) деталі можуть переміщатися одна відносно одної. В нерухомих – навпаки. Наявність рухомих з'єднань визначається кінематикою машини. Нерухомі з'єднання (нарізні, клемові, шпонкові, штифтові, пресові) потрібні для розчленування машини на вузли та деталі (наприклад, для спрощення виготовлення машини, полегшення її складання, ремонту, транспортування).

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

За ознакою рознімності з'єднання поділяють на **рознімні** та **нерознімні** (схема 2.1). Рознімні з'єднання можна розбирати без псування або руйнування деталей. Використання нерознімних з'єднань (зварних, заклепкових та ін.) зумовлене технологічними або економічними вимогами. Вибір конкретного типу з'єднання визначається також будовою і призначенням конструкції.

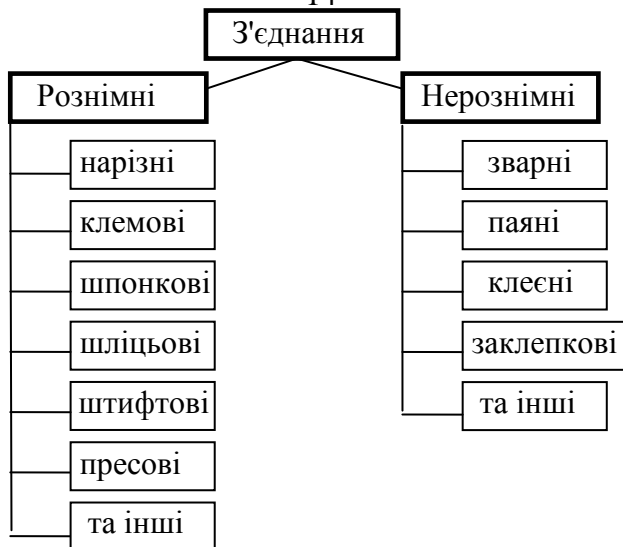


Схема 2.1 – Класифікація з'єднань

2.2. Вимоги до з'єднань

1. Міцність і рівноміцність деталей з'єднання.
2. Жорсткість (для багатьох з'єднань – контактна жорсткість).
3. Герметичність.
4. Точність (наприклад, **центрування** – збігання осей вала і отвору в маточині).
5. Корозійна стійкість.
6. Технологічність і економічність.

2.3. Алгоритм (послідовність) розгляду з'єднань

1. Тип з'єднання згідно з класифікацією.
2. Переваги та недоліки даного з'єднання порівняно з іншими.
3. Конструкція, основні параметри і галузь використання.
4. Особливості складання.
5. Робота з'єднання, напружено-деформований стан деталей з'єднання.
6. Види і причини відмов.
7. Критерії працездатності та розрахунку.

8. Матеріал деталей і допустимі напруження.
9. Розрахунок з'єднання.
10. Конструювання.

2.4. Нарізні з'єднання. Загальні відомості

Нарізні з'єднання – це з'єднання за допомогою кріпильних деталей: болтів; гвинтів; шпильок, гайок та шайб. Призначення, конструктивні варіанти та особливості кожної з цих деталей, характеристика і параметри різі (схема 2.2) вивчаються у курсі „Машинобудівне креслення” і розглядаються у довідниках.



Схема 2.2 – Класифікація різі

Усі геометричні параметри різі стандартизовані. У розрахунках нарізних з'єднань використовують такі з них (рис. 2.1):

d (D), d_2 (D_2), d_1 (D_1), – зовнішній, середній і внутрішній діаметри різі болта (гайки);

P – крок різі;

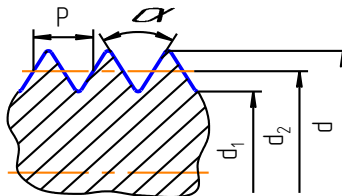


Рисунок 2.1 – Основні розрахункові параметри різі

16

α – кут профілю – кут між суміжними боковими сторонами різі в осьовому перерізі;

$P_h = n \cdot P$ – хід гвинта – осьове переміщення гвинта за один оберт у нерухомій гайці (n – число заходів різі);

$\psi = \arctg [P_h / (\pi d_2)]$ – кут підйому гвинтової лінії.

2.5. Основні типи різі

Залежно від призначення і геометричних параметрів розрізняють такі види різі :

1) кріпильні:

а) метрична з кутом профілю $\alpha = 60^\circ$ (рис. 2.1);

б) трубна ($\alpha = 55^\circ$) (рис. 2.1);

в) кругла ($\alpha = 30^\circ$) (рис. 2.2);

2) ходові (рис. 2.2):

г) трапецоїдна симетрична ($\alpha = 30^\circ$);

д) трапецоїдна несиметрична – упорна ($\alpha \approx 30^\circ$);

е) прямокутна (єдина різь, яка не стандартизована).

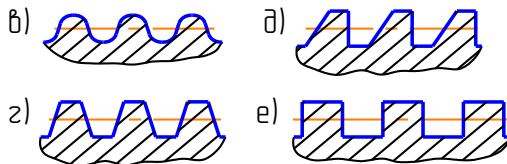


Рисунок 2.2 – Профілі різі

Галузь використання різних типів різі така. Метричну різь, що забезпечує найбільше тертя, доцільніше використовувати як кріпильну, а трапецоїдну та упорну різі – для ходових гвинтів, причому першу – при реверсивних руках під навантаженням, а другу – у разі дії одностороннього навантаження, наприклад, у домкратах. Прямокутна різь забезпечує найменший опір руху, і отже, найбільший ККД.

Оскільки метрична різь може бути нарізана з дрібнішим кроком, ніж інші, її використовують для того, щоб забезпечити точні переміщення, наприклад, у мікрометрі.

17

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

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

2.6. Основи теорії гвинтової пари

2.6.1. Задача співвідношення між **силою затягання** $F_{\text{зат}}$ – осьовою силою F_a на гвинт (також на гайку) і силою руки робітника $F_{\text{роб}}$, прикладеною до гайкового ключа.

Момент загвинчування (затягування) гайки $T_{\text{зат}}$ або момент на ключі – це момент сили

$$T_{\text{зат}} = F_{\text{роб}} L_{\text{кл}},$$

де $L_{\text{кл}}$ – довжина ключа.

Опір загвинчуванню гайки чинять момент тертя в різі T_p і момент тертя на торці гайки T_T , тому

$$T_{\text{зат}} = T_p + T_T.$$

Момент тертя в різі T_p можна знайти за формулою

$$T_p = 0,5 F_{\text{зат}} d_2 \operatorname{tg}(\psi + \rho'),$$

де $\rho' = \operatorname{arctg}(f / \cos(\alpha / 2))$ – зведений кут тертя в різі;

f – коефіцієнт тертя в різі.

Момент тертя на торці гайки T_T :

$$T_T = 0,25 F_{\text{зат}} f_T (S + d_o),$$

де f_T – коефіцієнт тертя на торці гайки;

S – розмір під ключ (за стандартом);

d_o – діаметр отвору для болта.

2.6.2. Умова самогальмування.

Умова самогальмування має вигляд $\rho' > \psi$.

Усі кріпильні різі задовольняють умову самогальмування, але при вібраційних навантаженнях можливе ослаблення зтягування різі, тому для запобігання самовідгвинчуванню використовують різні способи стопоріння кріпильних деталей.

18

2.6.3. Коефіцієнт корисної дії гвинтової пари.

К.к.д. гвинтової пари η досить низький ($\eta \approx 0,3$). При зтягуванні без урахування сил тертя на торці гайки

$$\eta = \operatorname{tg} \psi / \operatorname{tg} (\psi + \rho')$$

2.6.4. Розподіл осьової сили F_a між витками різі.

Осьова сила F_a нерівномірно розподілена між витками різі. Результати розв'язування цієї задачі проф. М. Жуковським подано на рис. 2.3.

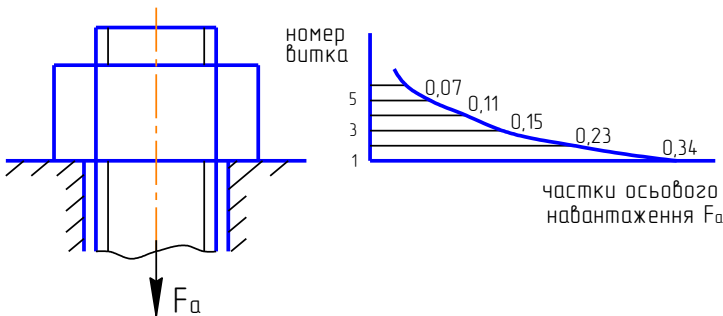


Рисунок 2.3 – Схема розподілу осьової сили F_a між витками різі

На рис. 2.3 бачимо, що на перший найнавантаженіший виток припадає понад 1/3 сили F_a , на другий – 23% цієї сили, на третій менше і т. д. У підручниках зазначені причини, що зумовлюють такий нерівномірний розподіл сили F_a між витками, а також розглянуті конструктивні рішення, спрямовані на зниження ступеня нерівномірності.

2.7. Види відмов нарізних деталей

Види відмов:

1. Пошкодження різі у вигляді зминання, зрізу або зносу.
2. Руйнування нарізної деталі:
 - а) по першому найбільш навантаженому витку;
 - б) у місці збігу різі;

19

- в) у вигляді відриву стрижня від головки;
- г) у вигляді зминання або зрізування головки.

2.8. Критерії працездатності та розрахунку

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

2.9. Класифікація нарізних з'єднань

За кількістю кріпильних деталей розрізняють з'єднання з одним гвинтом і групові.

За призначенням нарізні з'єднання поділяють на міцні, щільні (герметичні), міцнощільні.

За умови складання з'єднання бувають ненапруженими (без попереднього або початкового затягування) і напруженими (з початковим затягуванням).

2.10. Приклади розрахунків нарізних з'єднань

2.10.1. Розрахунок гвинта, навантаженого осьовою силою без попереднього затягування, наприклад, нарізний стрижень вантажного гака (рис. 2.4).

Гайка нагвинчується на стрижень без затягування і шплінтується (рис. 2.4 а). Розрахункову модель стрижня зображено на рис. 2.4 б. Вид деформації – розтяг.

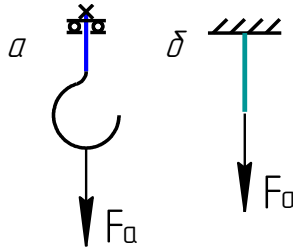


Рисунок 2.4 – Вантажний гак і його розрахункова схема
20

Умова міцності стрижня

$$\sigma_P = 4 F_a / (\pi d_1^2) \leq [\sigma_P] .$$

Тоді

$$d_1 \geq \sqrt{4 F_a / (\pi [\sigma_P])} .$$

Знайдене значення d_1 округлюємо до найближчого стандартного і відповідно визначаємо діаметр різі d .

2.10.2. Розрахунок гвинта, навантаженого осьовою силою і обертальним моментом, наприклад, гвинтова стяжка, яка використовується для встановлення турніка (рис. 2.5).

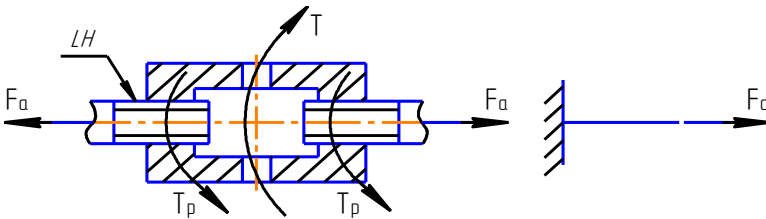


Рисунок 2.5 – Гвинтова стяжка і розрахункова схема гвинта

У гвинті реалізується корисна осьова сила F_a від дії обертального моменту T , причому з умови рівноваги $T = 2 T_p$, де T_p – момент сил опору (тертя) в різі. Неважко побачити, що гвинт знаходиться у складному напруженому стані: у ньому виникають нормальні напруження розтягу σ_P від сили F_a та дотичні напруження кручення τ від моменту T_p .

Згідно з гіпотезою міцності можна записати

$$\sigma_E = \sqrt{\sigma_P^2 + 3 \tau^2} \leq [\sigma_P] ,$$

де σ_E – еквівалентні напруження у гвинті.

2.10.3. Розрахунок болта з костильною головкою (рис. 2.6).

У цьому прикладі реалізується **ефект ексцентричного (позацентрового) навантаження**, що істотно підвищує рівень напружень у стрижні болта. Практичний інтерес становить у цьому випадку не сам розрахунок, а конструктивні рішення, які спрямовані на виключення позацентрового навантаження.

21

Виконаємо перевірний розрахунок, щоб показати недоцільність використання таких болтів. У разі дії моменту загвинчування $T_{зат}$ реалізується осьова сила $F_a = F_{зат}$. Стрижень навантажується моментом T_p , силою затягування $F_{зат}$ і згинальним моментом $M_{зг} = F_R \cdot e$, де F_R – реакція деталей на болт (очевидно, що $|F_R| = |F_{зат}|$); e – ексцентриситет.

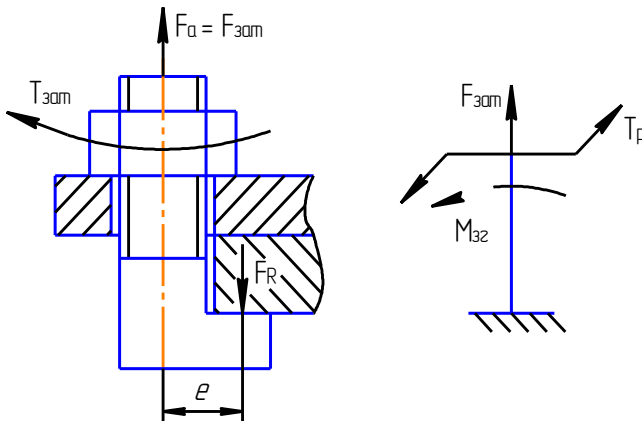


Рисунок 2.6 – Болт із костильною головкою у нарізному з'єднанні

Згідно з розрахунковою схемою σ_E (без виведення)

$$\sigma_E = \sigma_P + (1,3 + 8 e / d_1) \cdot \sigma_P$$

Якщо візьмемо $e = 0,5 \cdot d_1$, то $\sigma_E = 5,3 \cdot \sigma_P$, тобто рівень напружень підвищився більш ніж у 4 рази. Отже, такі болти використовувати недоцільно.

2.11. Конструктивні рішення, які виключають позацентрове навантаження болтів

Перекуси опорних поверхонь під гайку або головку болта можуть бути обумовлені:

- 1) уклоном смуг швелера або іншого профілю;
- 2) технологічними уклонами литих деталей;
- 3) неточністю виготовлення деталей з'єднання.

22

Щоб виключити позацентрове навантаження:

- 1) підвищують точність виготовлення, тобто забезпечують допуски паралельності та торцевого биття;
- 2) використовують скісні шайби (рис. 2.7 а);
- 3) виготовляють платики, що підлягають механічній обробці (рис. 2.7 б);
- 4) використовують спеціальну обробку – цекування (рис. 2.7 в);
- 5) використовують сферичні шайби (рис. 2.7 г).

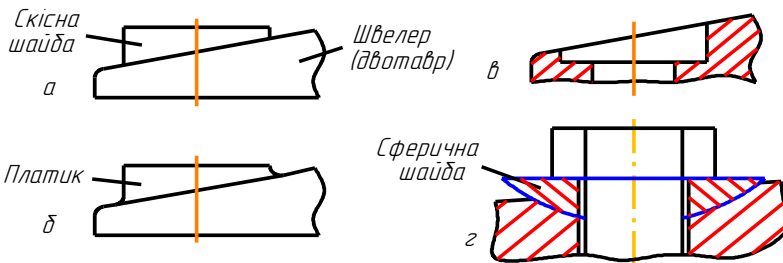


Рисунок 2.7 – Конструктивні рішення, що виключають
позацентрове навантаження болтів

Теми для додаткового самостійного вивчення

1. Клемові з'єднання.

2. Конструкції болтів, кріпильних і встановлювальних гвинтів, шпильок, гайок, підкладних і стопорних шайб та їх використання.

3. Способи стопоріння нарізних деталей.

4. Основні конструктивні та технологічні заходи для підвищення опору втоми гвинтів.

5. Класи міцності, матеріали, хіміко-термічна обробка та зміцнення нарізних деталей.

6. Розрахунки нарізних з'єднань.

23

Лекція 3

ШПОНКОВІ, ШЛІЦЬОВІ, ШТИФТОВІ ТА ПРОФІЛЬНІ З'ЄДНАННЯ

3.1. Призначення шпонкових з'єднань

Шпонкові з'єднання призначені для кутової або кутової та осьової фіксації маточин деталей (зубчастих коліс, зірочок, шківів тощо) на валах. Такі з'єднання виконують за допомогою спеціальних додаткових деталей – шпонок, які вставляють у пази вала і маточини.

Шпонкові з'єднання поділяють на дві групи:

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

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

У машинобудуванні найбільш поширені ненапружені з'єднання.

3.2. Ненапружене шпонкове з'єднання з призматичною шпонкою

Конструкцію з'єднання з призматичною шпонкою зображено на рис. 3.1, де позначено:

d – номінальний діаметр з'єднання;

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

l – довжина шпонки, що вибирається за стандартом;
 l_p – робоча довжина шпонки ($l_p = l - b$);
 l_m – довжина маточини ($l_m = l + 5 \dots 10 \text{ мм}$);
 Δ – гарантований зазор між шпонкою і дном паза маточини;
 t_1 – глибина паза вала;
 t_2 – глибина паза маточини ($t_1 > t_2$, $t_2 \approx 0,4 h$);
 T_1 , T_2 – рушійний і опорний обертальні моменти;
 ω – кутова швидкість.

24

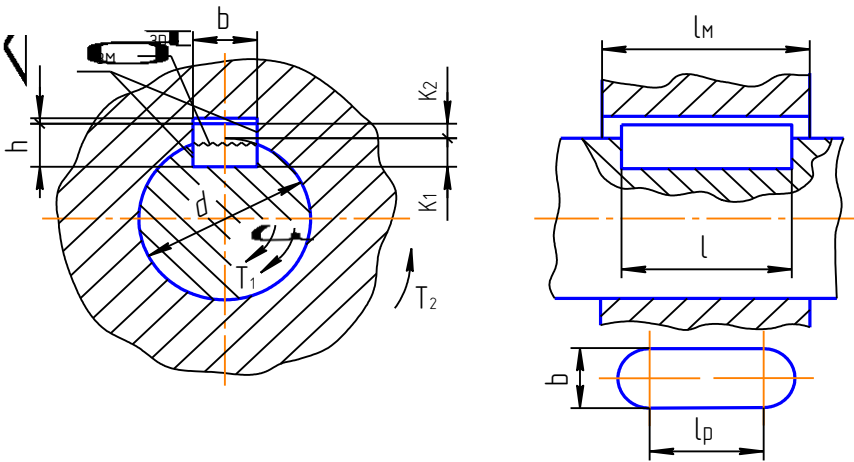


Рисунок 3.1 – Конструкція шпонкового з'єднання з призматичною шпонкою

У такому з'єднанні виконується лише кутова фіксація маточини на валу для передавання обертального моменту від вала до маточини або навпаки. Робочими гранями при цьому є вузькі бічні.

3.3. Переваги та недоліки призматичних шпонкових з'єднань

Переваги:

- 1) простота конструкції;
- 2) жорстка кутова фіксація насадженої деталі.

Недоліки:

- 1) трудомісткість виготовлення, бо потрібне ручне приганяння або підбирання деталей з'єднання, що обмежує їх використання в умовах великосерійного та масового виробництва;
- 2) шпонковий паз ослаблює вал і викликає в ньому концентрацію напружень.

25

3.4. Ненапружене шпонкове з'єднання з сегментною шпонкою

Сегментні шпонки використовують для з'єднань без ручного приганяння або підбирання (рис. 3.2). Перевагою такого з'єднання є також стійке положення шпонки у пазу вала, що зменшує її перекіс і концентрацію тиску. Основний недолік з'єднання – глибока канавка для шпонки послаблює міцність вала. Шпоночний паз фрезерують спеціальною фрезою відповідно до розмірів шпонки $b \times h \times l$, що підбирають за стандартом.

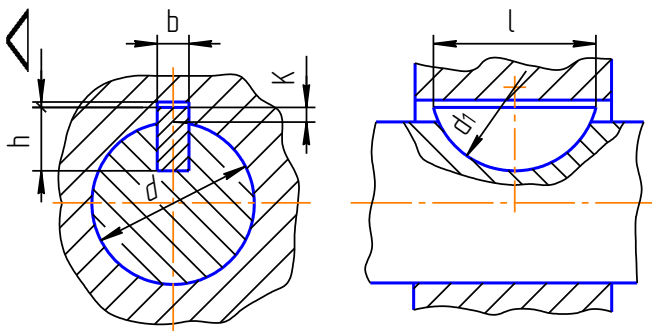


Рисунок 3.2 – Конструкція шпонкового з'єднання з сегментною шпонкою

3.5. Розрахунки на міцність

Деталі шпонкового ненапруженого з'єднання зазнають зминання поверхонь, а шпонки – додатково зрізу.

Основний вид відмов – зминання робочих поверхонь.

Шпонкові з'єднання розраховують на міцність за напруженнями зминання $\sigma_{зм}$ та зрізу $\tau_{зр}$ (рис. 3.1).

Умови міцності на зминання та зріз:

$$\sigma_{зм} \leq [\sigma_{зм}],$$

$$\tau_{зр} \leq [\tau_{зр}],$$

де $[\sigma_{зм}]$, $[\tau_{зр}]$ – допустимі напруження, які визначаються за рекомендаціями.

26

3.6. Напружені з'єднання клиновими шпонками

Клинові шпонки – це клини, як правило, з уклоном 1:100, що забезпечує самогальмування (рис. 3.3). У них робочими є широкі верхня та нижня грані, а по бокових гранях існує зазор. Ці шпонки створюють напружене з'єднання і забезпечують як кутову, так і осьову фіксацію. Таке з'єднання здатне передавати не лише обертальний момент, а й осьову силу.

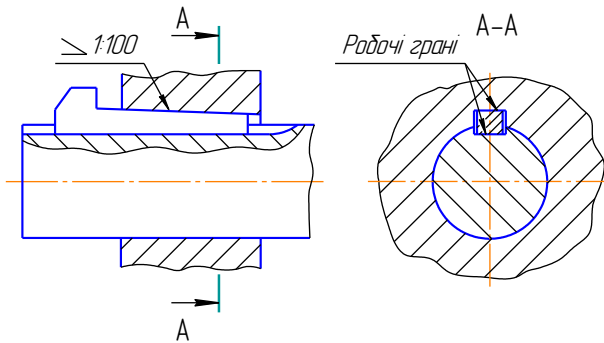


Рисунок 3.3 – Конструкція шпонкового з'єднання з клинвою шпонкою

Перевага таких з'єднань – гарне сприйняття ударних навантажень. Недолік – клинова шпонка в процесі складання спричиняє радіальне зміщення осі маточини щодо осі вала, тобто перекіс з'єднаних деталей.

3.5. Шліцьові з'єднання

Шліцьові з'єднання призначені для жорсткої кутової фікації маточин деталей на валах. Шліцьове з'єднання умовно можна розглядати як багатшпонкове, в якому шпонки виконані як одне ціле з валом.

Шліцьові з'єднання бувають рухомими та нерухомими, без навантаження (у коробках передач) і під навантаженням (карданні вали автомобілів).

Залежно від форми зубців розрізняють прямобічні, евольвентні та трикутні шліці (рис. 3.4).

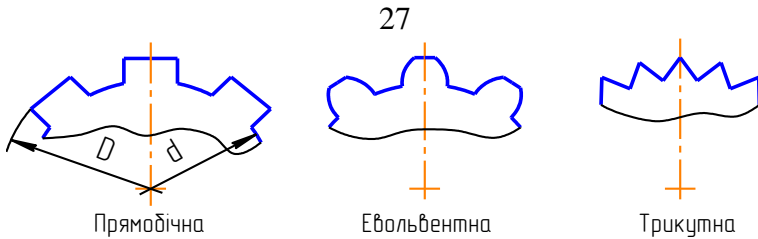


Рисунок 3.4 – Форми шліців

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

При з'єднанні шліцьової втулки з валом розрізняють три способи їх відносного центрування: за зовнішнім діаметром D , за бічними сторонами зубців b і за внутрішнім діаметром d .

Порівняно зі шпонковими шліцьові з'єднання:

1) мають підвищену навантажувальну здатність завдяки значно більшій площі поверхні контакту, рівномірному розподілу тиску по висоті зубців і меншій концентрації напружень у валів;

2) високу точність центрування маточини на валу.

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

3.6. Умови роботи, види відмов, критерії працездатності та розрахунку шліцьових з'єднань

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

28

Основні види відмов шліцьових з'єднань:

- 1) пошкодження робочих поверхонь зубців у вигляді спрацювання та зминання;
- 2) заїдання;
- 3) полумки шліцьових валів і зубців.

Головні критерії працездатності шліцьових з'єднань:

- 1) зносостійкість;
- 2) стійкість до заїдання;
- 3) міцність.

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

Основним вважають розрахунок на спрацювання з перевіркою на зминання. Умова міцності на зминання

$$\sigma_{зм} \leq [\sigma_{зм}],$$

де $[\sigma_{зм}]$ – допустимі напруження, що визначаються за рекомендаціями.

3.7. Штифтові з'єднання

Штифти в основному призначені для точного взаємного фіксування деталей, а також для передачі відносно невеликих навантажень – обертальних моментів та осьових сил. За формою

штифти поділяють на: циліндричні, конічні (рис. 3.5) та іншої форми (фасонні, циліндричні пружинні, просічні, зрізні).

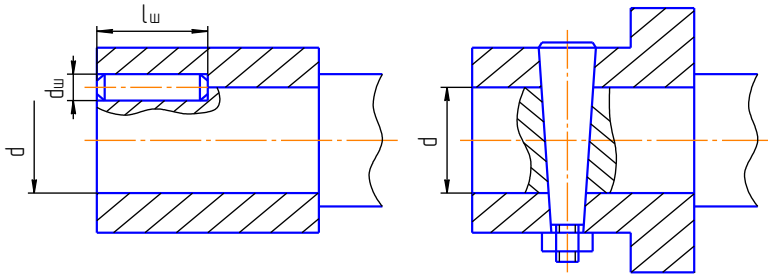


Рисунок 3.5 – Приклади штифтових з'єднань

29

Штифтові з'єднання, як і шпонкові, розраховують на міцність за напруженнями зминання $\sigma_{зм}$ та зрізу $\tau_{зр}$.

3.8. Профільні (безшпонкові) з'єднання

Під профільними з'єднаннями розуміють з'єднання типу вал-маточина з контактом по плавному некруглому циліндричному або конічному профілю без шпонок і шліців (рис. 3.6).

Переваги таких з'єднань:

- 1) відсутність джерел концентрації напружень при крученні;
- 2) гарне самоцентрування;
- 3) знижений шум під час роботи.

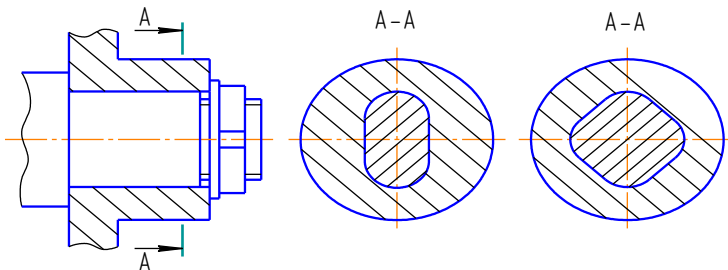


Рисунок 3.6 – Профільні з'єднання

Основні недоліки профільних з'єднань:

- 1) складна технологія виготовлення (на токарних, фрезерних, шліфувальних верстатах або на верстатах із ЧПУ);
- 2) несуча здатність нижча, ніж у шліцьових.

Теми для додаткового самостійного вивчення

1. Особливості конструювання шпонкових з'єднань.
2. Розрахунки шпонкових з'єднань на міцність.
3. Розрахунки шліцьових з'єднань на міцність.
4. Розрахунки штифтових з'єднань на міцність.
5. Клинові з'єднання.

30

Лекція 4

ПРЕСОВІ З'ЄДНАННЯ – З'ЄДНАННЯ ДЕТАЛЕЙ ПОСАДКОЮ З НАТЯГОМ

4.1. Характеристика і призначення пресових з'єднань

З'єднання двох деталей по циліндричній поверхні можна виконати без болтів, шпонок, шліців. Для цього достатньо при виготовленні деталей забезпечити натяг посадки, а при складанні запресувати одну деталь у іншу. Приклади таких з'єднань: з'єднання маточини зубчастого колеса або будь-якої іншої деталі (шківка, зірочки, диски турбін, маховики та ін.) з валом; з'єднання вінця черв'ячного колеса з центром; з'єднання кільця підшипника кочення з валом або корпусом.

Натягом N називають додатну різницю діаметрів вала та отвору $N = B - A$ (рис. 4.1). Після складання внаслідок пружних і пластичних деформацій діаметр посадкових поверхонь d стає загальним ($A < d < B$); маточина (втулка) зазнає розтягу, а вал – стискання. При цьому на поверхні посадки виникає питомий тиск P і відповідні до нього сили тертя, які забезпечують нерухомість з'єднання та передавання навантаження (осьової сили, обертового моменту, згинального моменту).

Отже, з'єднання з натягом, – це рознімні, нерухомі, напружені з'єднання.

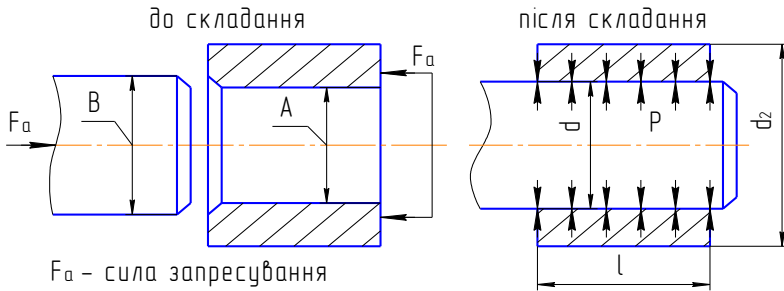


Рисунок 4.1 – Схема пресового з'єднання

31

Навантажувальна здатність пресового з'єднання насамперед залежить від натягу, який не може бути виконаний точно. Розсіяння натягу від мінімального N_{\min} до максимального N_{\max} регламентується стандартом допусків і посадок.

Способи складання пресових з'єднань такі:

- 1) пресування;
- 2) нагрівання втулки (+200 – +300 °С);
- 3) охолодження вала (–80 – –200 °С).

Складання пресуванням має недоліки – зминання та часткове зрізання (**шабрування**) шорсткості посадкових поверхонь, що призводить до послаблення міцності з'єднання. Щоб полегшити складання і зменшити шабрування, в отворі виконують фаску, а у валі – західний конус або західний циліндричний пасок із граничним відхиленням g_6 . Температурне складання не має цих недоліків, але нагрівання до високих температур може змінити структуру і відповідно механічні характеристики металу.

Необхідну різницю температур нагрівання втулки або охолодження вала Δt для вільного складання з'єднання визначають за формулою

$$\Delta t = (N_{\max} - S) / (\alpha \cdot d) ,$$

де S – мінімальний необхідний зазор ($\approx 0,1$ мм) для вільного складання;
 α – температурний коефіцієнт лінійного розширення.

4.2. Переваги та недоліки пресових з'єднань

Переваги:

- 1) простота і технологічність, що обумовлюють низьку вартість пресових з'єднань і можливість їх використання у масовому виробництві;
- 2) висока несуча здатність;
- 3) гарне центрування;
- 4) відсутність зазорів і розподіл навантаження по всій посадковій поверхні, що дозволяє з'єднанню сприймати ударні навантаження, передавати реверсивний рух, набути широкого використання в сучасних високошвидкісних машинах.

32

Недоліки:

- 1) потреба в спеціальному устаткуванні для складання та розбирання з'єднання;
- 2) залежність несучої здатності від ряду важковраховуваних факторів, таких, як температура, коефіцієнт тертя, шорсткість;
- 3) концентрація напружень на краях отвору.

4.3. Розрахунки пресових з'єднань на міцність

Основні види відмов пресових з'єднань: зсув деталей; розкриття стику; руйнування деталей; защемлення тіл кочення у підшипників. Тому при проектуванні з'єднань з натягом виконують розрахунки на:

- 1 – міцність зчеплення (відсутність зсуву деталей або нерозкриття стику);
- 2 – міцність деталей (маточини і вала).

Задача розрахунку з'єднання на міцність зчеплення – вибрати таку посадку, при якій забезпечується його працездатність. Починають такий розрахунок з запису умови міцності.

Наприклад, у разі дії на з'єднання тільки осьової сили F_a умова міцності має вигляд

$$k F_a \leq f P \pi d l,$$

де $k = 1,5 - 2$ – коефіцієнт запасу зчеплення;

f – коефіцієнт тертя;

l – довжина з'єднання.

Умова міцності з'єднання при навантаженні тільки обертальним моментом T

$$k T \leq 0,5 f P \pi d^2 l.$$

Умова міцності при сукупній дії сили F_a і моменту T

$$k \sqrt{F_a^2 + F_t^2} \leq f P \pi d l,$$

де $F_t = 2 T / d$ – колова сила.

Питомий тиск P на поверхні контакту пов'язаний з натягом залежністю

$$P = N / [d (C_1 / E_1 + C_2 / E_2)],$$

де N – розрахунковий натяг;

33

C_1, C_2 – коефіцієнти,

$$C_1 = \frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2} - \mu_1; \quad C_2 = \frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} + \mu_2;$$

d_1 – діаметр отвору у валі (рис. 4.2);

d_2 – зовнішній діаметр втулки (рис. 4.2);

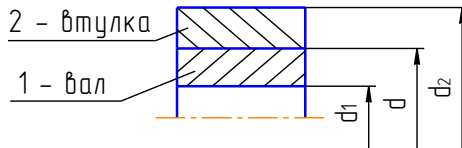


Рисунок 4.2 – Діаметри пресового з'єднання

E_1, E_2, μ_1, μ_2 – модулі пружності та коефіцієнти Пуассона вала (1) та маточини (2) відповідно.

У розрахунках з'єднання на міцність можна брати:

- для сталі $E = (2,1 - 2,2) 10^5$ МПа, $\mu = 0,3$;
- для чавуна $E = (1,2 - 1,4) 10^5$ МПа, $\mu = 0,25$;
- для бронзи $E = (1 - 1,1) 10^5$ МПа, $\mu = 0,33$.

Розрахунковий натяг N визначають за мінімальним табличним або ймовірнісним натягом з поправкою U на різнування та згладжування шорсткості поверхні при запресовуванні (якщо виконують температурне складання $U = 0$):

$$N = N_{\min} - U, \quad U = 1,2 (R_{z1} + R_{z2}),$$

де R_{z1} , R_{z2} – висота шорсткості поверхні вала і втулки.

Експериментальні випробування показали, що значення коефіцієнта тертя f залежить від багатьох факторів:

- 1) способу складання з'єднання;
- 2) питомого тиску P ;
- 3) шорсткості поверхонь;
- 4) виду мастила поверхонь;
- 5) швидкості запресовування.

Тому у наближених розрахунках пресових з'єднань на міцність із сталевих та чавунних деталей беруть:

$f = 0,08 - 0,1$ – складання пресуванням;

$f = 0,12 - 0,14$ – температурне складання.

34

4.4. Пресові з'єднання посадкою на конус

Пресові з'єднання посадкою на конус використовуються для закріплення деталей на кінцях валів. Тиск на конічній поверхні утворюється у результаті затягування гайки (рис. 4.3).

Перевагами таких з'єднань порівняно з пресовими циліндричними є:

- 1) більш легкі монтаж і демонтаж деталей без спеціального обладнання (наприклад, пресів);
- 2) гарне центрування деталей;
- 3) безззорність.

Якщо потрібно, з'єднання може бути посилене шпонкою.

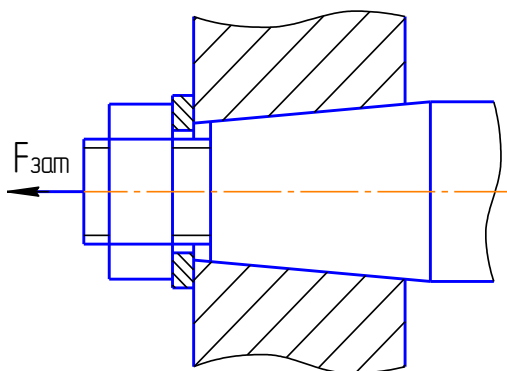


Рисунок 4.3 – Пресове з'єднання посадкою на конус

Теми для додаткового самостійного вивчення

1. Особливості конструювання пресових з'єднань.
2. Розрахунки деталей пресових з'єднань на міцність.
3. Навантаження пресових з'єднань згинальним моментом.

35

Лекція 5

ЗВАРНІ З'ЄДНАННЯ

5.1. Характеристика і призначення зварних з'єднань

Зварні з'єднання – основний тип нерознімних з'єднань. Це з'єднання деталей шляхом місцевого нагрівання їх матеріалу до розплавленого або пластичного стану без прикладання зовнішньої сили або з прикладанням зовнішньої сили (відповідно електродугове та контактне зварювання).

Зварні з'єднання належать до нерухомих, нерознімних, напружених з'єднань. Навантаження між звареними частинами

передається безпосередньо через шов, який має приблизно таку саму міцність, як і основний метал конструкції.

Напруження, що виникають у зварному з'єднанні в процесі зварювання, називають залишковими. У розрахунках такі напруження не враховують.

Зварювання використовують не тільки як спосіб з'єднання деталей, але й як технологічний спосіб виготовлення самих деталей. Зварні деталі у багатьох випадках заміняють литі та ковані. Використання зварних і штампозварних конструкцій дозволяє у багатьох випадках знизити витрати матеріалу або масу конструкції на 30 – 50% , зменшити вартість виробів у 1,5 – 2 рази.

Основна умова при проектуванні зварного з'єднання – це забезпечення рівномірності шва та з'єднаних деталей.

5.2. Переваги та недоліки зварних з'єднань

Переваги:

- 1) економія металу;
- 2) зменшення трудомісткості;
- 3) відносно низька вартість устаткування для зварювання;
- 4) можливість автоматизації процесу;
- 5) герметичність швів;
- 6) можливість отримання рівномірного з'єднання;
- 7) практично будь-яка товщина деталей.

36

Недоліки:

- 1) висока концентрація напружень у зоні шва;
- 2) жолоблення деталей;
- 3) низька несуча здатність при вібраційному навантаженні;
- 4) складність контролю шва;
- 5) залежність якості шва від кваліфікації зварника (у разі ручного зварювання).

5.3. Види зварних з'єднань і типи зварних швів

Залежно від взаємного розміщення частин зварного з'єднання розрізняють такі види з'єднань (рис. 5.1):

- 1) стикові (а);
- 2) напусткові (б);
- 3) таврові (в);
- 4) кутові (г).

У курсі деталей машин звичайно вивчають два типи зварних швів (рис. 5.1):

- 1) стикові (А);
- 2) кутові (Б).

Таврові та кутові з'єднання можуть виконуватися стиковими або кутовими швами.

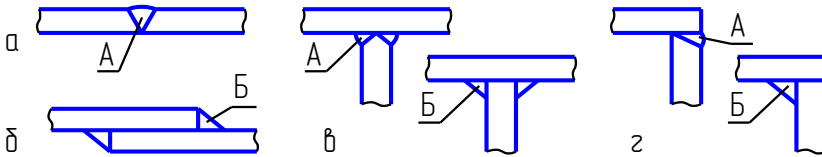


Рисунок 5.1 – Види зварних з'єднань і типи зварних швів

5.4. Стикові з'єднання

Схема стикового з'єднання зображена на рис. 5.2. Такі з'єднання можуть сприймати поздовжні та поперечні сили, обертальні та згинальні моменти.

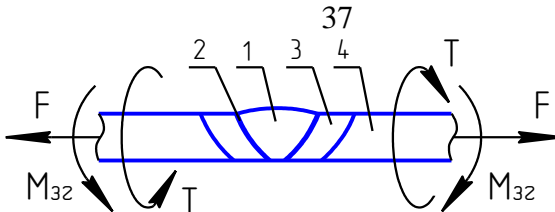


Рисунок 5.2 – Схема стикового з'єднання

У перерізі стикового з'єднання (рис. 5.1) виділяють:

- 1) зварний шов;
- 2) зону сплавлення;
- 3) зону термічного впливу;
- 4) основний матеріал.

Установлено, що при якісному виконанні зварювання руйнування з'єднання сталевих деталей відбувається головним чином у зоні термічного впливу. Тому в розрахунки на міцність закладають геометричні параметри цієї зони.

Умова міцності для стикових швів

$$\sigma' \leq [\sigma'] ,$$

де σ' – напруження у шві (зоні термічного впливу), які визначають за формулами опору матеріалів;

$[\sigma']$ – допустиме напруження для зварного з'єднання, яке залежить від допустимого напруження для основного металу, типу зварювання та електрода, режиму навантаження.

Дефекти стикового шва бувають такими (рис. 5.3):

1 – непровар; 2 – підріз; 3 – шлак; 4 – газ.

У розрахунках зварних з'єднань дефекти швів не враховують.

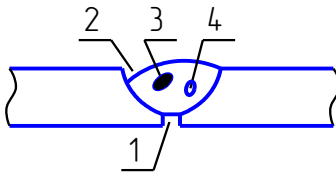


Рисунок 5.3 – Дефекти стикового шва

5.5. Напусткові з'єднання

Напусткові з'єднання виконуються кутовими швами з розрахунковим перерізом у вигляді прямокутного трикутника (рис. 5.4).

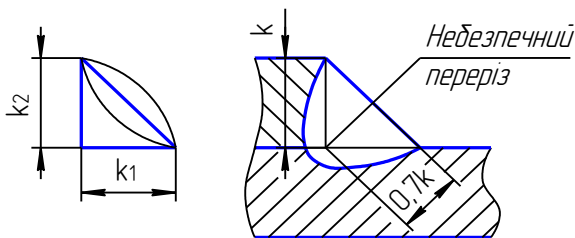


Рисунок 5.4 – Зварний кутовий шов

Залежно від співвідношення катетів розрізняють шви:

- 1) нормальний ($k_1 = k_2$);
- 2) посилений ($k_1 : k_2 = 2:1 - 3:1$);
- 3) увігнутий, який отримують глибоким проплавленням або механічною обробкою;
- 4) випуклий, який не потрібно застосовувати, бо знижується міцність з'єднання.

Навантажувальна здатність конструкцій із посиленими та увігнутими швами завдяки меншій концентрації напружень (плавніший перехід від однієї деталі до іншої) вища, ніж у з'єднань з нормальним швом.

Залежно від розміщення щодо навантаження у напусткових з'єднаннях розрізняють такі кутові шви (рис. 5.5):

- 1) лобовий (поперечний, що утворює кут 90° з лінією дії сили);
- 2) фланговий (поздовжній, паралельний лінії дії сили);
- 3) скісний (під кутом до цієї лінії);
- 4) комбінований, що складається з лобового та флангових швів.

Уздовж лобових швів навантаження, а відповідно і напруження, розподіляються рівномірно (рис. 5.5). Уздовж

флангових швів навантаження розподіляються нерівномірно, тому довжину флангових швів обмежують ($\approx 50 k$).

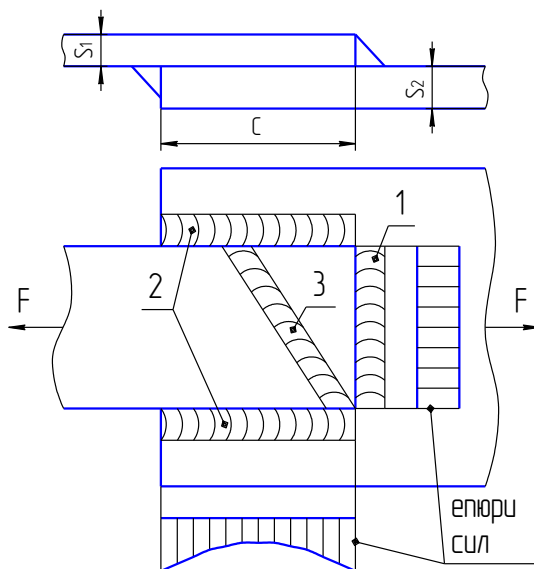


Рисунок 5.5 – Напусткове з'єднання

Особливості конструювання напусткових з'єднань такі:

- 1) катет шва повинен бути менше мінімальної товщини двох зварюваних деталей ($k \leq S_{\min}$);
- 2) напуск $c \geq 4 k$;
- 3) шви мають бути з двох боків з'єднання (рис. 5.5);
- 4) довжина шва $l \geq 30$ мм для зниження впливу початку та кінця шва як менш якісних на міцність з'єднань;
- 5) довжина флангового шва $l_{\phi} \leq (50 - 60) k$.

5.6. Розрахунок на міцність з'єднань з кутовими швами

Розрахунки на міцність усіх зварних з'єднань, виконаних кутовими швами, виконують за дотичними напруженнями зрізу, які виникають у площині бісектриси прямого кута (рис. 5.4) незалежно від діючого навантаження.

Коли на з'єднання діють кілька силових факторів, доцільно використовувати принцип суперпозиції

$$\tau' = \sum \tau_i' \leq [\tau'] ,$$

де τ_i' – дотичні напруження зрізу, зумовлені дією i -го силового фактора. Причому в окремих випадках мають на увазі геометричну суму.

5.7. Паяні з'єднання

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

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

На відміну від зварювання паяння дозволяє з'єднувати деталі не тільки з однорідних, а й неоднорідних матеріалів, наприклад: сталь з алюмінієм, метали з керамікою, склом, фарфором, пластмасами.

Паяні з'єднання не потребують додаткової механічної обробки і забезпечують суттєве зниження маси та вартості конструкції.

Теми для додаткового самостійного вивчення

1. Основні способи зварювання.
2. Особливості конструювання зварних з'єднань.
3. Конструктивно-технологічні шляхи підвищення міцності зварних з'єднань.
4. Розрахунки зварних з'єднань на міцність.

МЕХАНІЧНІ ПЕРЕДАЧІ

6.1. Функціональне призначення передач

Схема машинного агрегату зображена на рис. 6.1.

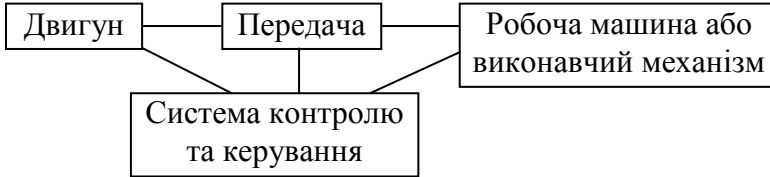


Рисунок 6.1 – Схема машинного агрегату

Зі схеми випливає, що **передачами** називають механізми, які служать для передавання руху (енергії) на відстань від двигуна до робочої машини. При цьому розв'язують такі задачі :

- 1) зниження або підвищення кутової швидкості обертання;
- 2) ступінчасте або безступінчасте регулювання швидкості робочого органа;
- 3) зміна напрямку руху або реверсування (**реверс** – зміна напрямку руху на зворотний);
- 4) перетворення обертального руху на поступальний, гвинтовий тощо;
- 5) приведення в дію одним двигуном кількох виконавчих механізмів.

Приводом некерованим називають сукупність двигуна та передачі. **Привод керований** – це двигун, передача і система контролю та керування.

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

У курсі деталей машин вивчають лише механічні знижувальні передачі обертального руху. Кожна така передача (механізм) має, як мінімум, два основних вала (рис. 6.2):

- 1) вхідний (ведучий, швидкохідний);
- 2) вихідний (ведений, тихохідний).

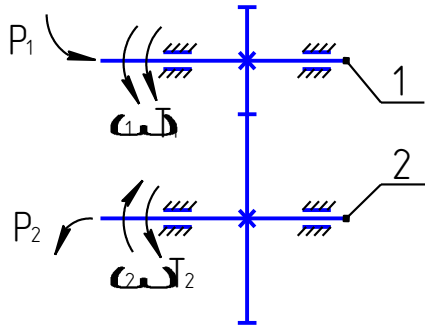


Рисунок 6.2 – Схема ступеня механічної знижувальної передачі обертального руху

Два вала і посаджені на них деталі, що зв'язані між собою, утворюють **ступінь** передачі. Головні параметри валів ступеня:

- P_1, P_2 – потужності на вхідному і вихідному валах;
- ω_1, ω_2 – кутові швидкості обертання ведучого і веденого валів;
- T_1, T_2 – обертальні моменти швидкохідного і тихохідного валів.

Співвідношення між цими параметрами для механічної знижувальної передачі обертального руху такі:

$$P_1 > P_2, \quad \omega_1 > \omega_2, \quad T_1 < T_2, \quad P_i = T_i \omega_i.$$

6.2. Класифікація механічних передач

Механічні передачі обертального руху поділяють за кількома ознаками.

За способом передавання руху бувають:

- 1) передачі зачепленням:
 - а) з безпосереднім контактом (зубчасті, черв'ячні та ін.);
 - б) з проміжним гнучким зв'язком (ланцюгові, зубчато-пасові);
- 2) передачі тертям:
 - а) з безпосереднім контактом (фрикційні);
 - б) з гнучким зв'язком (пасові).

Залежно від характеру зміни кутової швидкості веденого вала розрізняють:

- 1) знижувальні передачі (наприклад, редуктори), в яких $\omega_1 > \omega_2$;
- 2) підвищувальні (наприклад, мультиплікатори), в яких $\omega_1 < \omega_2$.

Причому ω_2 може змінюватися ступінчасто (в **коробках швидкостей**) або плавно в певній межі $\omega_{2\min} \leq \omega_2 \leq \omega_{2\max}$ (у **варіаторах**).

За розміщенням осей валів передачі бувають:

- 1) з паралельними осями валів (циліндричні);
- 2) з перетинними осями валів (конічні);
- 3) з перехресними осями валів (черв'ячні та ін.).

За характером руху валів розрізняють:

- 1) прості передачі, в яких осі валів нерухомі у механізмі;
- 2) планетарні, диференціальні, в яких осі валів переміщуються у просторі.

За числом ступенів:

- 1) одноступінчасті;
- 2) багаступінчасті.

За конструктивним виконанням:

- 1) закриті, які працюють у маслі;
- 2) відкриті.

6.3. Основні параметри передач

Усі параметри (характеристики) передач можна розподілити на чотири групи: геометричні; кінематичні; силові та енергетичні.

Геометричні параметри

Основні геометричні характеристики передач із безпосереднім контактом (рис. 6.3):

- d_1 , d_2 – діаметри ведучого і веденого зубчастих коліс;
 b_1 , b_2 – ширина ($b_2 = b_p$ – розрахункова ширина);

a – міжосьова відстань.

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

де знак „+” – для зовнішнього контакту (рис. 6.3 а), а знак „-” для внутрішнього зачеплення (рис. 6.3 б).

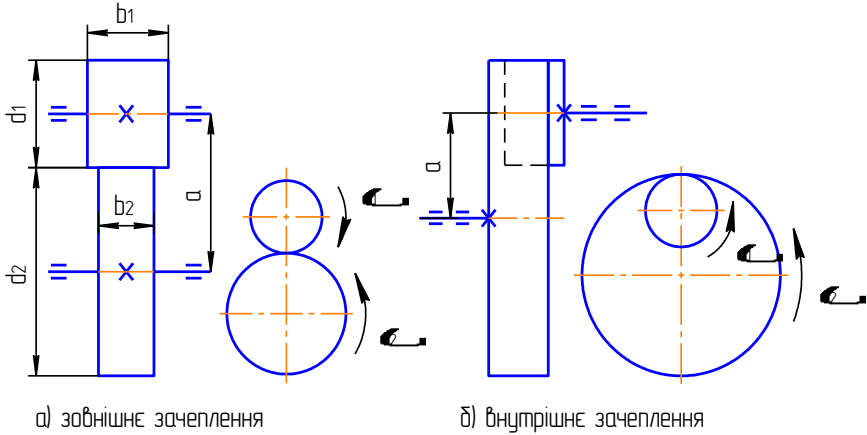


Рисунок 6.3 – Схеми передач зачепленням

Основні геометричні характеристики передач із гнучким зв'язком зображені на рис. 6.4. Додаткові параметри – L , b – довжина та ширина гнучкої ланки.

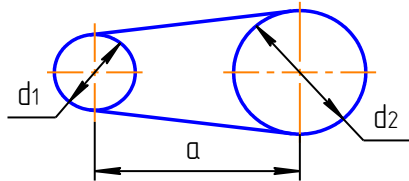


Рисунок 6.4 – Схема передачі із гнучким зв'язком

Кінематичні параметри

До кінематичних належать такі параметри:

- лінійна (колова) швидкість V [м/с];
- кутова швидкість обертання ω [рад/с], $\omega = 2 V / d$;
- частота обертання n [об/хв], $n = 30 \omega / \pi$;
- передаточне число u окремого ступеня $u = \omega_1 / \omega_2 = n_1 / n_2$;

- загальне передаточне число всього привода

$$u_{np} = \prod_{i=1}^n u_i = u_1 \cdot u_2 \cdot \dots \cdot u_n,$$

де u_i – передаточне число окремого i -го ступеня;

n – число ступенів.

Силіві параметри

Розглянемо силіві параметри – сили та моменти на прикладі косозубого зубчастого зачеплення (рис. 6.4).

Сили взаємодії зубців $F_{n1} = |F_{n2}|$ діють у полюсі зубчастого зачеплення, нормальні до їх поверхні і мають по три складові:

- F_t – колова (тангенціальна) сила, $F_{t1} = |F_{r2}|$;
- F_r – радіальна (уздовж радіуса до центра колеса), $F_{r1} = |F_{r2}|$;
- F_a – осьова (паралельно осі колеса), $F_{a1} = |F_{a2}|$.

Моменти обертання $T_i = F_{ti} d_i / 2$, де $i = 1, 2$.

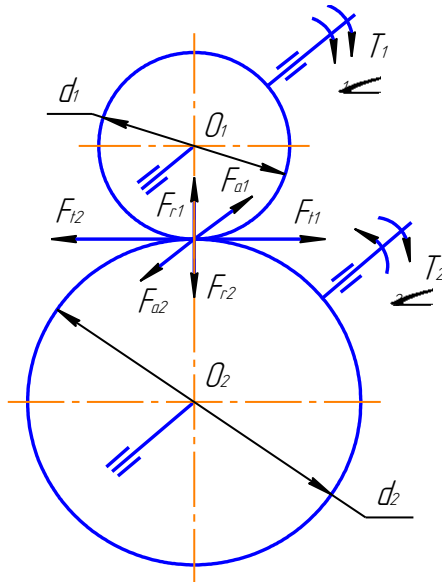


Рисунок 6.5 – Схема сил, що діють у полюсі косозубого зубчастого зачеплення

Енергетичні параметри

До енергетичних параметрів належать:

- потужність на валу $P = T \omega$;

- коефіцієнт корисної дії (ККД) окремого ступеня η , який характеризує відносні втрати потужності

$$\eta = P_2 / P_1 < 1 , (P_1 > P_2) ;$$

- загальний ККД багатоступінчастого механізму $\eta_{\text{пр}}$ із послідовним з'єднанням n окремих передач дорівнює добутку окремих η_i ККД:

$$\eta_{\text{пр}} = \prod_{i=1}^n \eta_i = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \dots \cdot \eta_n .$$

Параметри на вихідному валу залежать від характеристик на вхідному валу таким чином:

$$P_{\text{вих}} = P_{\text{вх}} \eta_{\text{пр}} ; \quad \omega_{\text{вих}} = \omega_{\text{вх}} / u_{\text{пр}} ; \quad T_{\text{вих}} = T_{\text{вх}} \eta_{\text{пр}} u_{\text{пр}} .$$

6.4. Послідовність розгляду передач

1. Найменування, призначення, конструкція, основні параметри, галузь використання.
2. Геометричні розрахунки.
3. Умови роботи основних деталей передач: кінематика, динаміка (сили, що діють на деталі), напружено-деформований стан деталей.
4. Види і причини відмов.
5. Критерії працездатного стану та розрахунку.
6. Матеріали та допустимі напруження.
7. Проектувальні та перевірні розрахунки за головними критеріями працездатності.
8. Висновки.

Теми для додаткового самостійного вивчення

1. Мета і послідовність енергокінематичного розрахунку привода машини.
2. Типи і характеристики електродвигунів для приводів машин.

Лекція 7 ЗУБЧАСТІ ПЕРЕДАЧІ

7.1. Особливості зубчастих передач

Зубчаста передача складається з двох зубчастих коліс, менше з яких називають **шестернею**, а більше – колесом. Ведучою ланкою у знижувальних передачах є шестірня. Параметрам шестірні звичайно надають індекс 1, а параметрам колеса – 2.

Під час роботи зубчастої передачі бічна поверхня зубця ведучого колеса давить на бічну поверхню зубця веденого колеса і навпаки. Тому важливим елементом зубчастого колеса є бокові робочі поверхні зубців.

Зубчасті передачі – найпоширеніші передачі в техніці. Їх використовують у:

а) коробках передач, які вважають найбільш досконалими механізмами з точки зору конструювання і технології виготовлення зубчастих коліс;

б) **редукторах** – закритих передачах, призначених для зниження частоти обертання і підвищення обертального моменту на вихідному валу;

в) відкритих передачах (наприклад, лебідки);

г) важко навантажених механізмах для піднімання та опускання шахтових вагонеток, бурильних труб тощо;

д) годинникових механізмах та приладах, де головне – точність.

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

У курсі деталей машин розглядаються переважно зубчасті передачі редукторів.

7.2. Переваги та недоліки зубчастих передач

Переваги:

- 1) висока навантажувальна здатність при малих габаритах;
- 2) висока надійність;

- 3) високий ККД ($\eta \approx 0,97$);
- 4) постійність передаточного числа;
- 5) малі сили, які діють на вали та підшипники;
- 6) можливість виготовлення коліс з різноманітних металевих і неметалевих матеріалів.

Недоліки:

- 1) високі вимоги до точності виготовлення та монтажу;
- 2) значна жорсткість, яка не дає змоги компенсувати динамічні навантаження;
- 3) шум під час роботи з великими швидкостями;
- 4) відсутність самозахисту від перевантаження.

7.3. Передачі з циліндричними колесами

Залежно від розміщення зубців на циліндричному ободі (рис. 7.1) розрізняють колеса:

- 1) прямозубі, які використовують при малих швидкостях ($V < 3$ м/с) або у відкритих передачах;
- 2) косозубі;
- 3) шевронні (для великих навантажень).

Головні переваги косозубих коліс порівняно з прямозубими:

- а) плавне зачеплення зубців коліс забезпечує менший шум під час роботи і більшу швидкохідність передачі;
- б) менші габарити передачі при однаковому навантаженні.

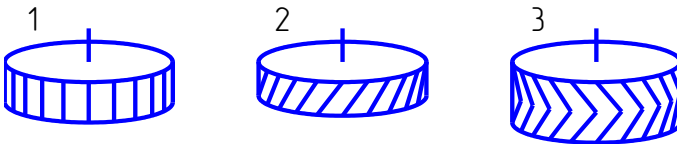


Рисунок 7.1 – Циліндричні зубчасті колеса

Форма профілю зубця буває евольвентною, циклоїдною та ін.

Найбільш поширений евольвентний профіль, основними перевагами якого є:

- 1) малі швидкості ковзання зубців під час кочення зубця по зубцю, завдяки чому передача має високий ККД;

2) можливість використання стандартних інструментів для нарізування різного числа зубців;

3) нормальна робота передачі з будь-яким числом зубців шестерні і колеса завдяки нарізанню зубців зі зміщенням інструменту щодо заготовки;

4) правильність зачеплення не порушується в разі зміни міжосьової відстані.

Циклоїдний профіль зубців використовують у зубчастих колесах годинникових механізмів при великих передаточних числах в одному ступені.

7.4. Кінематичні параметри зубчастої передачі з циліндричними колесами

Передаточне число можна розрахувати різними способами

$$u = \omega_1 / \omega_2 = n_1 / n_2 = Z_2 / Z_1 = d_2 / d_1 ,$$

де ω_1 , ω_2 – кутові швидкості відповідно шестерні та колеса;

n_1 , n_2 – частота обертання шестерні та колеса;

Z_1 , Z_2 – число зубців шестерні та колеса;

d_1 , d_2 – ділильні діаметри.

Зачеплення зубчастих коліс можна уявити як кочення без ковзання двох кіл із діаметрами d_1 і d_2 , що знаходить своє відображення на кінематичних схемах зубчастих передач.

Для одноступінчастої зубчастої передачі $u = 1 - 8$.

7.5. Геометричні параметри зубчастого циліндричного колеса

Усі елементи зубчастих зачеплень стандартизовані.

На рис. 7.2 зображено розгортку зубчастого вінця косозубого колеса по ділильному діаметру.

$AB = P_t = \pi d / Z$ – крок торцевий (коловий);

$AC = P_n = P_t \cos \beta$ – крок нормальний;

$AD = P_x = P_n / \sin \beta = P_t \cos \beta / \sin \beta$ – крок осьовий,

де β – кут нахилу зубців.

Крок – відстань між однойменними точками двох сусідніх профілів зубців у перерізах відповідно торцевому $t-t$, нормальному $n-n$ та осьовому $x-x$.

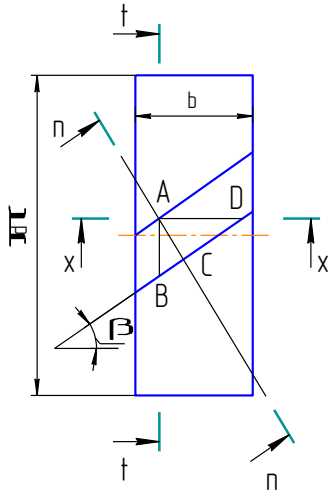


Рисунок 7.2 – Розгортка зубчастого вінця косозубого колеса по ділильному діаметру

Оскільки кроки – величини ірраціональні (залежать від π), то основним геометричним параметром зубчастих передач беруть модуль m – величину, яка в π разів менша від кроку і вимірюється в мм.

Розрізняють модуль коловий m_t :

$$m_t = P_t / \pi = d / Z ,$$

і модуль нормальний m_n (для прямозубих коліс $m_n = m_t$), який стандартизовано в діапазоні 0,05 – 100 мм,

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

Кут нахилу зубців β :

- для косозубих передач обмежують $\beta = 8 - 15^\circ$;
- для шевронних передач беруть $\beta = 25 - 45^\circ$.

Основні діаметри зубчастого колеса (рис. 7.3):

- ділильний $d = m_n Z / \cos \beta$;
- вершин зубців $d_a = d + 2 m_n$;
- западин зубців $d_f = d - 2,5 m_n$.

Міжосьову відстань a вибирають зі стандартного ряду або розраховують

$$a = (d_1 + d_2) / 2 = m_n (Z_1 + Z_2) / (2 \cos \beta) .$$

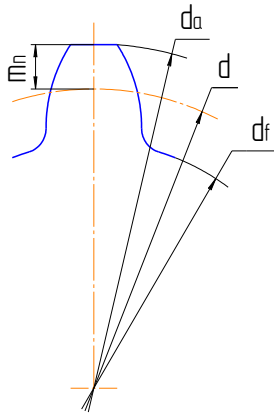


Рисунок 7.3 – Геометричні параметри зубчастого вінця

Ширина зубчастого вінця

$$b = \psi_m m, \quad b = \psi_d d_1, \quad b = \psi_a a,$$

де ψ_m , ψ_d , ψ_a – коефіцієнти ширини зубчастих коліс відносно модуля, діаметра ділильної окружності шестерні та міжосьової відстані передачі, які вибираються за рекомендаціями зі стандартного ряду.

7.6. Виготовлення зубчастих коліс

Заготовки зубчастих коліс одержують штампуванням, куванням або литтям залежно від матеріалу, форми та розмірів зубчастого колеса.

Зубці коліс виготовляють нарізанням, накатуванням або литтям.

Для нарізання зубців коліс використовують:

- 1) гребінки (рейковий інструмент із прямолінійним профілем);
- 2) фрези: а) черв'ячні; б) пальцеві; в) дискові-модульні;
- 3) довбачі (для коліс внутрішнього зачеплення).

Переваги нарізання: висока точність профілю зубців і кроку; простота заточування інструменту; один інструмент даного модуля не залежить від числа зубців колеса, що нарізується; висока продуктивність і можливість автоматизації.

Зубці точних зубчастих коліс після нарізання піддають обробним операціям: обкатуванню; шліфуванню; притиранню; шевінгуванню або хонінгуванню.

Накатування зубців застосовують гаряче (із нагріванням ТВЧ до 1200 °С) та холодне (при модулі до 1 мм). Інструмент – накатники. Переваги зубонакатування: висока продуктивність; зменшення відходів металу у стружку; підвищення міцності зубців на 15 – 20 %.

7.7. Сили, які діють у зачепленні циліндричних коліс

Циліндричне колесо конструктивно складається з трьох частин (рис. 7.4):

- 1) вінець;
- 2) диск;
- 3) маточина.

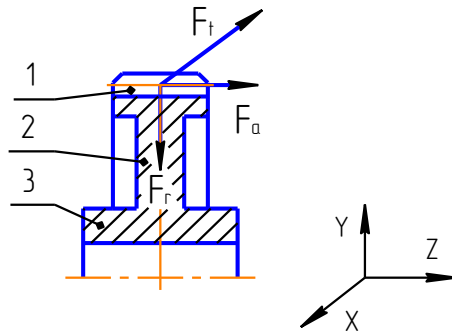


Рисунок 7.4 – Сили, які діють на зубчасте колесо

У полюсі зачеплення діють сили, напрямом яких на шестерню і колесо протилежний (рис. 6.5):

колова $F_t = 2 T / d$;

радіальна $F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha / \cos \beta$ ($\alpha = 20^\circ$ – кут зачеплення);

осьова $F_a = F_t \operatorname{tg} \beta$ (для прямозубих і шевронних коліс $F_a = 0$).

Особливістю зачеплення шевронних коліс (рис. 7.5) є їх **самовстановлення** під впливом осьових сил, які діють на півшеврони в протилежні боки. Внаслідок неточностей виготовлення та монтажу ці сили не дорівнюють одна одній, тому одне із зубчастих коліс буде переміщатися відносно іншого доти, поки різниця цих осьових сил не дорівнюватиме нулю.

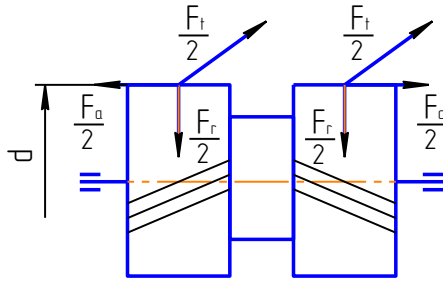


Рисунок 7.5 – Сили, які діють на шевронне зубчасте колесо

7.8. Види і причини відмов закритих та відкритих зубчастих передач

У процесі роботи передач можуть спостерігатися такі види відмов:

1 – пошкодження поверхні зубців:

а) утомне викришування (рис. 7.6 а), зумовлене дією циклічних контактних напружень;

б) заїдання, яке спричиняє задирку робочих поверхонь зубців (рис. 7.6 б); заїдання пов'язане з витисканням мастильного матеріалу із зони контакту, локальним нагріванням і молекулярним зчепленням контактуючих поверхонь (спостерігається у важко навантажених тихохідних великомодульних передачах);

в) абразивне спрацювання (рис. 7.6 в), яке спостерігається у відкритих або погано захищених від потрапляння абразивів закритих передачах; спрацювання призводить до підвищення динамічного навантаження і шуму, зниження згинної міцності зубців та їх поломок;

г) пошкодження торців зубців у пересувних колесах коробок швидкостей;

2 – поломки зубців (рис. 7.6 г), спричинені згинними напруженнями, можуть мати утомний або статичний характер.

Основні заходи боротьби з відмовами: а) збільшення модуля; б) наклеп галтелі; в) зменшення концентрації напружень.

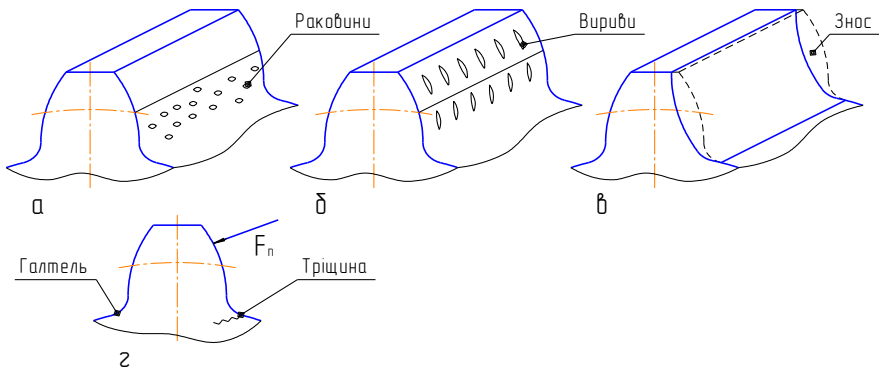


Рисунок 7.6 – Відмови зубчастих передач

7.9. Розрахунок зубців циліндричних коліс на контактну міцність

Цей розрахунок стандартизований і є основним для закритих передач. Мета розрахунку – запобігти утомному викришуванню зубців. Основою для розрахунків на контактну міцність є формула Герца

$$\sigma_H = Z_E \sqrt{K_H W / \rho_{зв}},$$

фізичний зміст якої має такий вигляд.

Напруження σ_H у зоні контакту двох деталей, притиснутих одна до однієї навантаженням W , залежать від механічних властивостей матеріалів шестерні та колеса (враховує коефіцієнт Z_E), характеру навантаження (враховує коефіцієнт навантаження K_H) і кривизни двох поверхонь (враховує зведений радіус кривизни $\rho_{зв}$).

Якщо параметри у формулі Герца виразити через параметри зубчастої передачі, можна отримати формули (дивись підручники) для розрахунку контактних напружень σ_H на поверхні зубців, які за характером є змінними.

Умова контактної міцності

$$\sigma_H \leq [\sigma_H],$$

де $[\sigma_H]$ – допустимі контактні напруження.

7.10. Розрахунок зубців коліс на згинну міцність

Мета розрахунку – запобігти утомній поломці зубців.

Зуб можна розглядати як консольну балку, до якої прикладено силу F_n (рис. 7.6 г). При цьому зуб зазнає деформації згину та стиснення. Визначальним для працездатності зубця є згин. Максимальні напруження згину σ_F діють у галтелі в основі зубця – можливому місці утворення тріщини і подальшої поломки зубця. За характером дії ці напруження, як і контактні, будуть змінними. Формули для розрахунку напружень згину σ_F наведені в підручниках.

Умова згинної міцності $\sigma_F \leq [\sigma_F]$,

де $[\sigma_F]$ – допустимі напруження згину.

7.11. Матеріали та хіміко-термічна обробка зубчастих коліс

Для виготовлення зубчастих коліс використовують сталі, чавуни, пластмаси та інші матеріали.

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

Залежно від твердості сталеві зубчасті колеса поділяють на дві групи:

1 – із твердістю ≤ 350 НВ, яку отримують після нормалізації або поліпшення;

2 – із твердістю > 350 НВ, яку отримують після об'ємного гартування, гартування ТВЧ, цементації, азотування та ін.

Важливо знати, що зубчасті колеса цих груп різні за марками сталі, технологією обробки та зміцненням, за здатністю припрацювання і найголовніше – за навантажувальною здатністю.

Зубчасті колеса 1-ї групи використовують в умовах дрібносерійного та одиничного виробництва за відсутності жорстких вимог до габаритів передачі при малих або середніх навантаженнях. Поліпшення коліс 1-ї групи виконується до нарізання зубців, що забезпечує їх високу точність без обробних операцій. Колеса цієї групи добре припрацьовуються і не піддаються крихкому руйнуванню при ударних навантаженнях.

Зубчасті колеса 2-ї групи використовують у масовому та великосерійному виробництві. Порівняно з колесами 1-ї групи вони мають значно більші допустимі контактні напруження і навантажувальну здатність, підвищені зносостійкість і стійкість до заїдання. ТО або ХТО виконують після нарізання зубців, тому що окремі види обробки (об'ємне закалювання, цементация) спричинюють жолоблення зубців. Для виправлення форми зубців колеса піддають додатковим операціям: шліфуванню, притириці, обкатуванню.

Чавунні колеса використовують у тихохідних, великогабаритних і відкритих передачах. Основний недолік чавуну – знижена міцність на згин. Переваги – хороше протистояння утомному викришуванню в умовах мізерного мастила, недорогий, має гарні ливарні властивості та добре оброблюється.

Пластмасові зубчасті колеса (частіше з текстоліту та капрону) використовують у слабонавантажених передачах для забезпечення безшумності, хімічної стійкості, самозмащуваності або у парі з металевими.

7.12. Визначення допустимих напружень

У процесі розрахунків на опір утоми поверхонь зубців (контактну міцність) допустимі контактні напруження

$$[\sigma_H] = \sigma_{H0} K_{HL} / S_H,$$

де σ_{H0} – межа контактної витривалості матеріалу зубців, яка визначається за певною методикою (пояснення – в підручниках);

K_{HL} – коефіцієнт довговічності, який ураховує термін служби і режим навантаження передачі (також визначається за наведеними в підручниках рекомендаціями);

S_H – коефіцієнт безпеки, $S_H = 1,1 - 1,2$.

У розрахунках на опір утоми зубців (згинну міцність) допустимі напруження згину

$$[\sigma_F] = \sigma_{F0} K_{FL} K_{FC} / S_F,$$

де σ_{F0} – межа згинної витривалості матеріалу зубців (визначається експериментально на зубчастих колесах), яку вибирають за рекомендаціями;

K_{FL} – коефіцієнт довговічності на згин;

K_{FC} – коефіцієнт впливу навантаження;

S_F – коефіцієнт безпеки, $S_F = 1,55 - 1,75$.

7.13. Контактна та згинна міцність зубців при короткочасних перевантаженнях

Короткочасне перевантаження може призвести до відмов зубчастих передач, тобто до втрати контактної або згинної міцності зубців. Тому розрахунками перевіряють статичну міцність зубців при перевантаженнях:

- умова контактної міцності

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_H \sqrt{T_{пик} / T_{max}} \leq [\sigma_H]_{max};$$

- умова згинної міцності

$$\sigma_{Fmax} = \sigma_F T_{пик} / T_{max} \leq [\sigma_F]_{max},$$

де σ_{Hmax} , σ_{Fmax} – максимальні контактне та згинне напруження при перевантаженні моментом $T_{пик}$;

σ_H , σ_F – розрахункові напруження від робочого моменту T_{max} ;

$[\sigma_H]_{max}$, $[\sigma_F]_{max}$ – граничні статичні напруження, що добирають за рекомендаціями.

Теми для додаткового самостійного вивчення

1. Способи модифікації профілів зубчастого зачеплення.
2. Точність зубчастих передач.
3. Розрахунки зубчастих передач на зносостійкість і заїдання.
4. Розрахунки зубчастих циліндричних передач на втомну контактну та згинну міцність.
5. Конструкції зубчастих циліндричних коліс і редукторів.

Лекція 8 КОНІЧНІ ЗУБЧАСТІ ПЕРЕДАЧІ

8.1. Призначення конічних зубчастих передач

Конічні передачі призначені для передачі обертального руху в тих випадках, коли осі валів перетинаються, як правило, під кутом 90° (рис. 8.1), що пов'язано з компонованням привода машин.

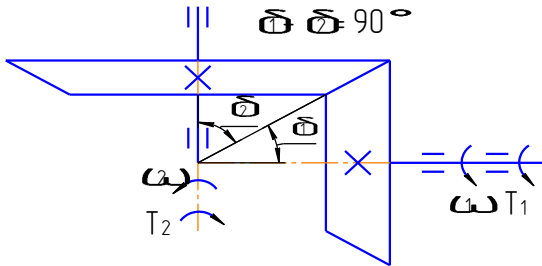


Рисунок 8.1 – Схема конічної зубчастої передачі

На схемі (рис. 8.1) δ_1 , δ_2 – кути при вершинах ділильних конусів шестерні та колеса відповідно.

Колеса конічних передач виготовляються з прямими, косими і коловими зубцями (рис. 8.2).

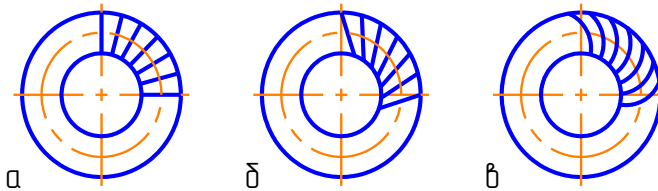


Рисунок 8.2 – Види конічних коліс:

а) прямозубі; б) косозубі (тангенціальні); в) з коловими зубцями

Прямий зуб нарізається в радіальному напрямі вздовж твірної конуса. Прямозубі колеса застосовуються при колових швидкостях до 3 м/с (косозубі – до 15 м/с).

У сучасному машинобудуванні (автотракторна промисловість, верстати, авіація, швидкохідні прилади та ін.)

переважне застосування мають конічні передачі з коловими зубцями. Вони допускають колову швидкість до 30 м/с, мають підвищену навантажувальну здатність. У таких передачах використовуються колеса з поверхневим хіміко-термічним зміцненням зубців.

Головні недоліки конічних передач:

1) конічні передачі складніші від циліндричних у виготовленні та монтажі, оскільки, крім допусків на розміри зубців, необхідно витримувати допуски на кути δ_1 і δ_2 , а при монтажі забезпечувати збіг вершин конусів осьовим регулюванням зубчастих коліс;

2) перетин осей валів ускладнює розміщення опор, тому одне з конічних коліс (як правило, шестірня) розміщується консольно, що зумовлює концентрацію навантаження за довжиною зубця і зниження несучої здатності (експериментально встановлено, що допустиме навантаження конічної передачі становить близько 85% еквівалентної циліндричної).

8.2. Особливості геометрії та кінематики конічних передач

Основні геометричні параметри конічного зубчастого колеса відображені на рис. 8.3, де:

δ_i – кут ділительного (початкового) конуса, i – індекси для шестерні ($i = 1$) та колеса ($i = 2$);

$OA = R_e$ – зовнішня конусна відстань, твірна ділительного конуса;

$OB = R_m$ – середня конусна відстань;

$AC = b$ – ширина вінця;

O_1A, O_mB, O_2C – твірні додаткових конусів, перпендикулярні до OA ;

$d_{ei} = m_e z_i$ – діаметр зовнішньої ділительної окружності – лінії перетину ділительного конуса із зовнішнім додатковим конусом;

$d_{mi} = m_m z_i$ – діаметр середньої ділительної окружності;

m_e – зовнішній модуль (модуль у торцевому перерізі зуба);

m_m – середній модуль (модуль у середньому перерізі зуба);

z_i – число зубів i -го колеса.

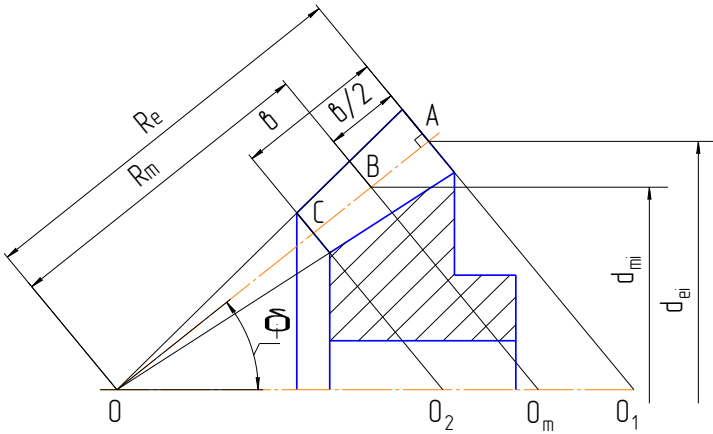


Рисунок 8.3 – Геометрія конічного колеса

Передаточне число конічної передачі

$$u = d_{e2} / d_{e1} = \sin \delta_2 / \sin \delta_1 = \operatorname{tg} \delta_2 = \operatorname{ctg} \delta_1 = z_2 / z_1 .$$

8.3. Особливості силових параметрів конічних передач

Схема сил, які діють у прямозубому конічному зачепленні, зображена на рис. 8.4.

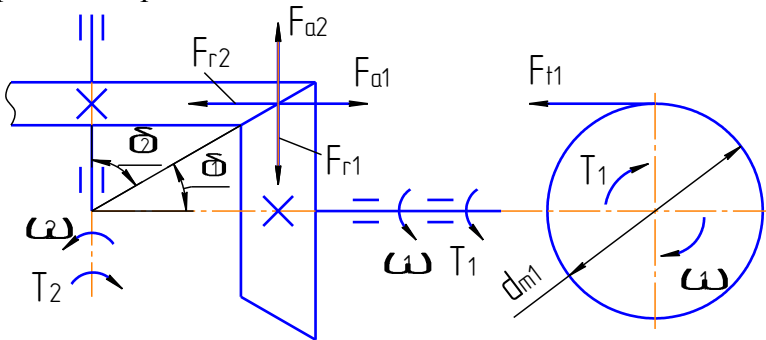


Рисунок 8.4 – Сили і моменти в конічному зачепленні

Колова сила $F_{t1} = 2 T_1 / d_{m1} .$

Радіальна сила $F_{r1} = F_{t1} \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_1 , \alpha = 20^\circ .$

Осьова сила $F_{a1} = F_{t1} \operatorname{tg} \alpha \sin \delta_1 .$

Неважко побачити, що $|F_{t2}| = |F_{t1}| ; |F_{r2}| = |F_{a1}| ; |F_{a2}| = |F_{r1}| .$

8.4. Особливості розрахунків конічних передач на міцність

Для конічних зубчастих передач характерні ті ж види пошкоджень, що і для циліндричних. Тому для них застосовуються ті ж критерії працездатності, умови контактної та згинної міцності ($\sigma_H \leq [\sigma_H]$, $\sigma_F \leq [\sigma_F]$), матеріали та зміцнювання зубчастих коліс, допустимі напруження і розрахункове навантаження.

Розрахунки конічних передач базуються на допущенні, що їх несуча здатність така сама, як і еквівалентних циліндричних коліс із тією ж довжиною зуба і профілем, що відповідає середньому перерізу конічного колеса. Таке припущення дозволяє розрахунок на міцність передач із конічними колесами замінити розрахунком передач із еквівалентними циліндричними колесами, що мають такі параметри:

- дільний діаметр $d_v = d_m / \cos\delta$;
- модуль $m_v = m_m$;
- довжина зуба $b_v = b$;
- число зубців $z_v = z / \cos\delta$.

Зусилля, що діють в конічній передачі, дорівнюють зусиллям в зачепленні еквівалентних циліндричних коліс. На рис. 8.5 показана схема побудови еквівалентних циліндричних коліс для заданої конічної передачі.

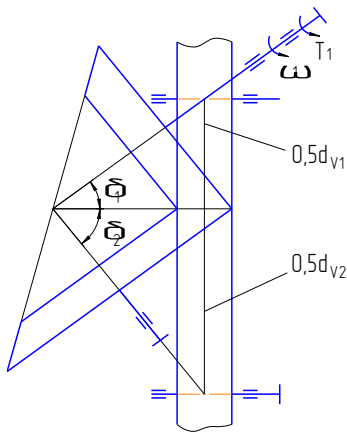


Рисунок 8.5 – Циліндрична передача еквівалентна заданій конічній

8.5. Особливості розрахунків відкритих зубчастих передач на міцність

Особливістю експлуатації відкритих передач є те, що в них відсутній корпус і працюють вони без змащування або періодично змащуються пластичними мастилами. Такі передачі виконуються прямозубими і встановлюються на тихохідних валах приводів, де колова швидкість не перевищує 1,5 м/с (лебідки, конвеєри, елеватори, змішувачі та ін.).

Характерним видом пошкодження цих передач є зношення зубців, яке особливо прогресує в запиленому і абразивному середовищі. Зношування зубців супроводжується зміною їх товщини, що призводить до втрати згинальної витривалості, тому для відкритих зубчастих передач визначальним критерієм є витривалість зубців на згин. Ці передачі не розраховують на контактну міцність, тому що абразивний знос зубців відбувається швидше, ніж викришування поверхні від дії змінних контактних напружень.

При проектуванні відкритих передач, ураховуючи зменшення товщини зубця від зношування, слід брати модуль дещо більшим (у 1,5 – 2 рази), ніж у закритих передачах однакової потужності.

Теми для додаткового самостійного вивчення

1. Розрахунки зубчастих конічних передач на втомну контактну та згинну міцність.
2. Конструкції зубчастих конічних коліс і редукторів.

Лекція 9

ЧЕРВ'ЯЧНІ ПЕРЕДАЧІ

9.1. Призначення черв'ячних передач

Черв'ячна передача належить до передач зачепленням і призначена для передавання обертального руху між валами з осями, що перехрещуються (рис. 9.1). Існують також циліндричні (гвинтові) та конічні (гіпоідні) зубчасті передачі з валами, що перехрещуються.

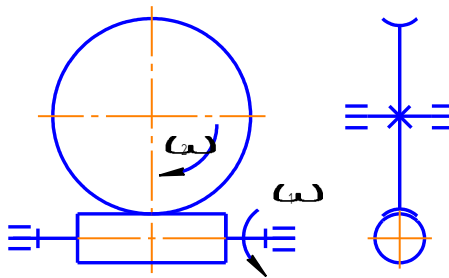


Рисунок 9.1 – Схема черв'ячної передачі

Основні елементи черв'ячної передачі – черв'як і черв'ячне колесо із зубцями особливої (дугової в осьовому перерізі) форми. Це забезпечує облягання тіла черв'яка на певній дузі обхвату і збільшення довжини контактних ліній.

У більшості випадків ведучим є черв'як, хоча є передачі з ведучим колесом (наприклад, мультиплікаторні приводи швидкохідних центрифуг).

Черв'ячна передача належить до зубчато-гвинтових, тому що їй притаманні властивості зубчатої та гвинтової передач.

Черв'ячні передачі порівняно із зубчастими складніші та дорожчі. Їх використовують при великих передаточних числах 8 – 100 (у спеціальних випадках – до 1000). Відносно низький ККД і схильність черв'ячних передач до заїдання і підвищеного зношування обмежують їх використання областю низьких і середніх потужностей (до 50 кВт).

9.2. Класифікація черв'ячних передач

Черв'ячні передачі розрізняють за такими ознаками:

1 – за формою початкового тіла черв'яка:

а) циліндричні (рис. 9.2 а); б) глободні (рис. 9.2 б);

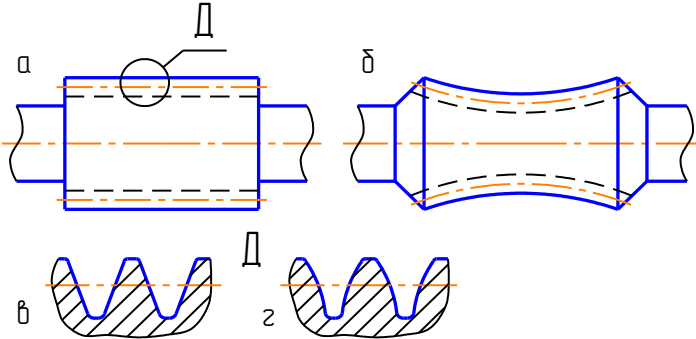


Рисунок 9.2 – Форми черв'яків і профілі витків черв'яка

2 – за формою профілю витків черв'яка в осьовому перерізі:

а) з прямолінійним профілем – архімедів черв'як (рис. 9.2 в);

б) з криволінійним профілем – **евольвентний черв'як** (рис. 9.2 г);

3 – за розміщенням черв'яка відносно колеса – із нижнім, верхнім і боковим розміщенням;

4 – за конструктивним оформленням корпусу – відкриті та закриті.

На практиці найбільшого поширення набули циліндричні черв'яки з прямолінійним профілем в осьовому перерізі. У торцевому перерізі їх витки обкреслені архімедовою спіраллю (звідси назва – **архімедів черв'як**). Архімедів черв'як подібний до гвинта, тому його можна нарізати на звичайних токарних верстатах.

9.3. Особливості геометрії черв'ячної передачі та її деталей

Основні геометричні параметри черв'яка, колеса та передачі показані на рис. 9.3, де позначено: 1 – черв'як; 2 – колесо; а – вінець колеса; б – центр колеса.

Параметри черв'яка:

p – осьовий крок;

α – кут профілю ($\alpha = 20^\circ$);

b_1 – довжина нарізної частини.

Параметри колеса:

d_{am2} – найбільший діаметр;

b_2 – ширина вінця.

Параметри передачі:

a – міжосьова відстань;

2δ – умовний кут обхвату ($2\delta \approx 100^\circ$).

Інші параметри на рис. 9.3 аналогічні до параметрів зубчастих передач.

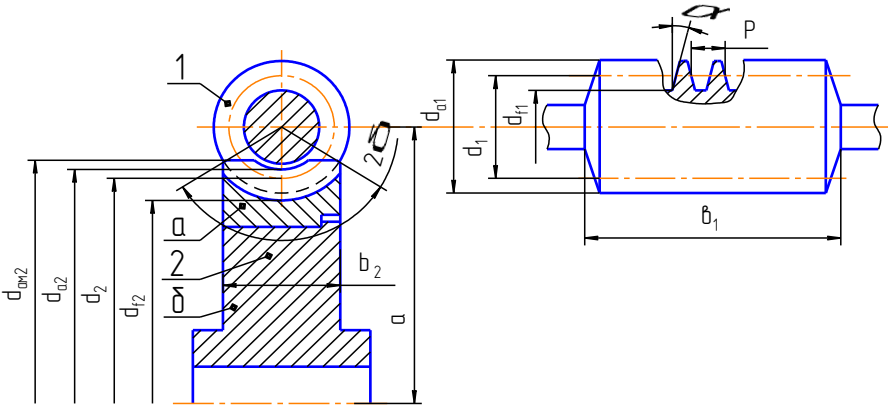


Рисунок 9.3 – Основні геометричні параметри деталей черв'ячної передачі

Дільний діаметр черв'яка

$$d_1 = m q ,$$

де m – модуль передачі, $m = P/\pi$ (для черв'яка $m = m_x$, для колеса $m = m_t$; m_x , m_t – модуль відповідно осьовий і торцевий);

q – коефіцієнт діаметра черв'яка, який добирають за стандартом ($q = 8 - 20$).

Число заходів (витків) черв'яка $z_1 = 1; 2; 4$.

Число зубців колеса z_2 ; оптимально $z_2 = 32 - 63$; мінімальне значення $z_{2min} = 26 - 28$; якщо черв'як евольвентний, то $z_{2min} = 17$.

Ділильний діаметр колеса

$$d_2 = m z_2 .$$

Кут підйому витків черв'яка γ на ділильному циліндрі

$$\operatorname{tg} \gamma = z_1 / q .$$

Міжосьова відстань

$$a = 0,5 (d_2 + d_1) = 0,5 m (z_2 + q) .$$

Формули для розрахунку інших геометричних параметрів черв'яка та колеса наведені у підручниках.

Передаточне число черв'ячної передачі

$$u = n_1 / n_2 = \omega_1 / \omega_2 = z_2 / z_1 .$$

Співвідношення передаточного числа, числа заходів черв'яка та середнього ККД черв'ячної передачі, як правило, такі

u	>30	$16 - 30$	$8 - 15$
z_1	1	2	4
η	0,7	0,85	0,9

9.4. Особливості кінематики черв'ячних передач

Робота черв'ячної передачі базується на ковзанні зубців колеса вздовж витків черв'яка. Металевий контакт і ковзання витків та зубців зумовлюють:

1) великі сили тертя, знижений ККД і відповідно підвищене нагрівання черв'ячної передачі;

2) спрацювання зубців колеса та схильність передачі до заїдання.

Швидкість ковзання V_s залежить від колових швидкостей черв'яка V_1 і колеса V_2 :

$$V_s = \sqrt{V_1^2 + V_2^2} .$$

Співвідношення швидкостей

$$V_2 / V_1 = \operatorname{tg} \gamma , V_s = V_1 / \cos \gamma .$$

Особливості кінематики черв'ячних передач відображені на рис. 9.4.

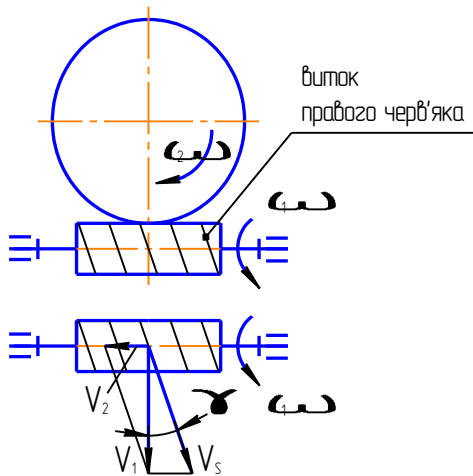


Рисунок 9.4 – Кінематичні параметри черв'ячної передачі

9.5. Сили у черв'ячному зачепленні

На рис. 9.5 черв'як (1) і черв'ячне колесо (2) умовно розсунуті.

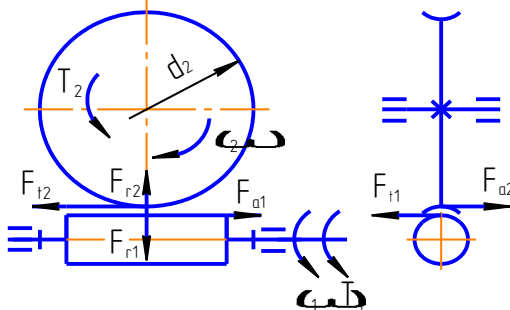


Рисунок 9.5 – Сили у черв'ячному зачепленні

Згідно з третім законом механіки $|F_{a1}| = |F_{t2}|$; $|F_{a2}| = |F_{t1}|$;
 $|F_{r1}| = |F_{r2}|$.

Для черв'яка колова сила $F_{t1} = 2 T_1 / d_1$.

Для колеса колова сила $F_{t2} = 2 T_2 / d_2$.

Радіальна сила $F_r = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha$.

У черв'ячному зачепленні осьові сили, насамперед F_{a1} , істотно перевищують осьові сили в циліндричних косозубих передачах. Під дією сил зубці колеса та витки черв'яка зазнають згинної та місцевої контактної деформацій, а вал-черв'як – деформацій згину та кручення.

9.6. Матеріали черв'яків і коліс

Через високі швидкості ковзання та несприятливі умови мащення матеріали черв'ячної пари повинні мати антифрикційні властивості, зносостійкість і знижену схильність до заїдання.

Тому черв'яки виготовляють як одне ціле з валом із вуглецевих або легованих сталей із подальшим шліфуванням, поліруванням або хромуванням, а також із цементованих і азотованих сталей.

Черв'ячні колеса виготовляють, як правило, складеними: вінець – із бронзи, латуні або чавуну; центр – із сталі або чавуну. При швидкості ковзання $V_S > 5$ м/с і під час тривалої роботи використовують олов'яні бронзи, яким притаманні підвищені антифрикційні властивості, але вони дорогі та дефіцитні. При $2 \leq V_S \leq 5$ м/с рекомендують безолов'яні бронзи, які мають підвищені механічні характеристики, але знижені протизадирні властивості. Чавуни використовують при $V_S < 2$ м/с (колесо в цьому разі суцільне).

9.7. Переваги та недоліки черв'ячних передач

Переваги:

- 1) плавність руху;
- 2) безшумність роботи;
- 3) компактність.
- 4) можливість отримання великих передаточних чисел в одній парі;
- 5) підвищена кінематична точність;
- 6) можливість самогальмування (умова самогальмування $\gamma < \phi$, де ϕ – кут тертя).

Недоліки:

- 1) низький ККД;
- 2) великі осьові сили F_a ;
- 3) потреба в дорогому антифрикційному матеріалі;
- 4) підвищені вимоги до жорсткості черв'яка і підшипників, а також точності монтажу;
- 5) істотне нагрівання передачі.

9.8. Розрахунки черв'ячних передач

Можливі види відмов черв'ячних передач – поверхневі руйнування (утомне викришування), заїдання та спрацювання. На відміну від зубчастих у черв'ячних передачах частіше спостерігаються спрацювання зубців колеса і заїдання, а не викришування поверхонь. Злам зубців спостерігається в основному після спрацювання.

Основним для закритих черв'ячних передач є розрахунок зубців колеса за контактними напруженнями, мета якого – забезпечити зносостійкість і стійкість до заїдання. Розрахунок зубців на згин має перевірний характер.

Розміри відкритих черв'ячних передач визначаються з розрахунку на згин (за модулем).

Оскільки у черв'ячній передачі втрати потужності через ковзання витків черв'яка вздовж зубців колеса значні, одним із критеріїв їх працездатності є теплостійкість. Тому потрібно виконувати тепловий розрахунок передачі, метою якого є визначення ступеня нагрівання мастила в редукторі.

Крім того, потрібний також розрахунок вала-черв'яка на жорсткість для визначення максимального прогину черв'яка і кутових поворотів вала в підшипниках.

9.9. Передачі гвинт-гайка

Передачі гвинт-гайка служать для перетворення обертального руху на поступальний із забезпеченням значного виграшу у силі та високої точності руху. При цьому використовують передачі ковзання або кочення.

Основними деталями передачі є гвинт і гайка, причому ведучою ланкою може бути будь-яка із цих деталей. Гайку або гвинт обертають за допомогою маховика, передачі тощо.

Основний недолік таких передач – низький ККД і неможливість використання з цієї причини при великих швидкостях осьових переміщень.

Передачі гвинт-гайка ковзання доцільно застосовувати для створення значних сил (домкрати, преси тощо) і в механізмах точних рухів (у верстатах, вимірювальних машинах, установочних і регулювальних механізмах, роботах тощо) при малих швидкостях переміщень. У протилежному випадку використовують передачі гвинт-гайка кочення.

Основною причиною виходу з ладу передач гвинт-гайка є спрацювання. Тому головний критерій їх працездатності – зносостійкість, яка забезпечується вибором антифрикційної пари матеріалів (гвинт – сталь, гайка – бронза або чавун); мащенням тертьових поверхонь; вибором розмірів, при яких забезпечується неவிдавлювання мастильного матеріалу.

Довгі гвинти при дії стискувального навантаження перевіряють на стійкість при поздовжньому згині.

Основою для розрахунку передачі гвинт-гайка ковзання є умова міцності на зминання витків різі

$$\sigma_{зм} = F_a / (\pi d_2 h z) \leq [\sigma_{зм}] ,$$

де $\sigma_{зм}$, $[\sigma_{зм}]$ – розрахункове і допустиме напруження зминання на поверхні різі;

F_a – осьова сила на гвинті;

d_2 , h – середній діаметр і робоча висота профілю різі;

z – робоче число витків.

Теми для додаткового самостійного вивчення

1. Розрахунки черв'ячних передач: а) на втомну контактну та згинну міцність зубців; б) на статичну міцність та жорсткість вала-черв'яка; в) температурний розрахунок.

2. Конструкції черв'ячних коліс і редукторів.

3. Розрахунки передач гвинт-гайка ковзання.

Лекція 10 ПАСОВІ ПЕРЕДАЧІ

10.1. Загальні відомості про пасові передачі

Пасові передачі – це передачі гнучкого зв'язку. Вони належать до механічних передач обертального руху і використовуються в приводах невеликої та середньої потужності ($P \leq 50$ кВт).

Загальна схема передачі зображена на рис. 10.1.

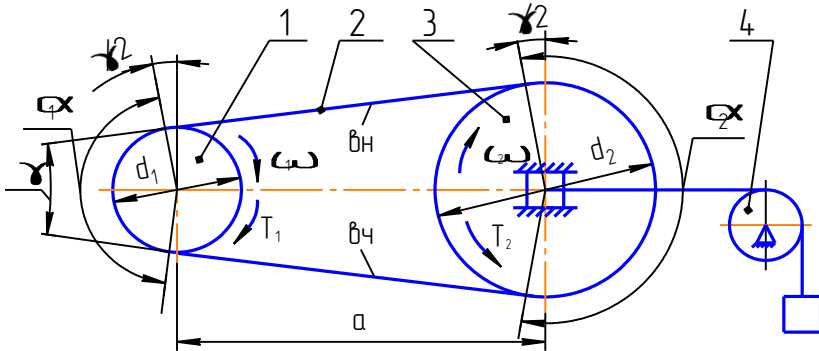


Рисунок 10.1 – Схема пасової передачі

Основні елементи пасової передачі (рис. 10.1):

1 – ведучий шків;

2 – ведений шків (більший у знижувальних передачах);

3 – приводний пас;

4 – натяжний пристрій для забезпечення початкового натягу паса та створення сили тертя між ним і шківів;

вч – ведуча (робоча) вітка паса;

вн – ведена (холоста) вітка.

Основні параметри передачі (рис. 10.1):

d_1, d_2 – діаметри ведучого і веденого шківів;

a – міжосьова відстань;

γ – кут між вітками;

α_1 – кут обхвату ведучого шківів ($\alpha_1 = 180^\circ - \gamma$);

α_2 – кут обхвату веденого шківів ($\alpha_2 = 180^\circ + \gamma$);

L – довжина паса;

ω_1, ω_2 – кутові швидкості шківів;

T_1, T_2 – обертальні моменти на шківках (відповідно рушійний та опору).

Робота передачі ґрунтується на використанні сил тертя між пасом (крім зубчастого паса) і шківками, зумовлених попереднім натягом.

Передачі поділяють залежно від типу паса. Паси виконують таких типів: плоскі, клинові, поліклинові, круглі (за формою поперечного перерізу), а також зубчасті (рис. 10.2).

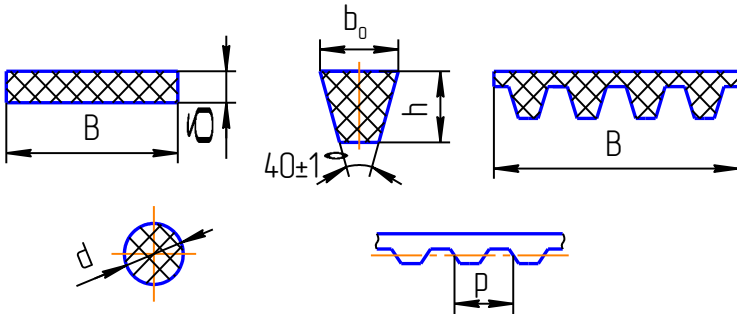


Рисунок 10.2 – Типи пасів

10.2. Переваги та недоліки пасових передач

Переваги:

- 1) можливість передавання обертального руху на значну відстань (10 м);
- 2) плавність ходу та безшумність роботи;
- 3) самозахист від перевантаження;
- 4) можливість роботи з високими швидкостями (швидкість клинових пасів – 25 – 30 м/с, а вузьких клинових – до 40 м/с);
- 5) простота конструкції та низька вартість.

Недоліки (порівняно із зубчастими та ланцюговими):

- 1) значні габарити (у кілька разів більші, ніж у зубчастих однакової потужності);
- 2) несталість кутової швидкості веденого шківка, тому що робота паса на шківках супроводжується ковзанням, яке залежить від навантаження, що передається;

- 3) підвищені сили на вали та підшипники;
- 4) потреба захисту паса від потрапляння масла та вологи, а також від високих температур;
- 5) потреба пристрою для натягування паса;
- 6) низька довговічність пасів у швидкохідних приводах.

10.3. Умови роботи пасових передач

Розглянемо сили, що діють у вітках паса, роботу паса на шківах і напруження в ньому. Згідно із цим виявлятимуться причини і види відмов, критерії працездатності та розрахунку пасових передач.

Для визначення сил у вітках паса розглянемо три характерних моменти (рис. 10.3).

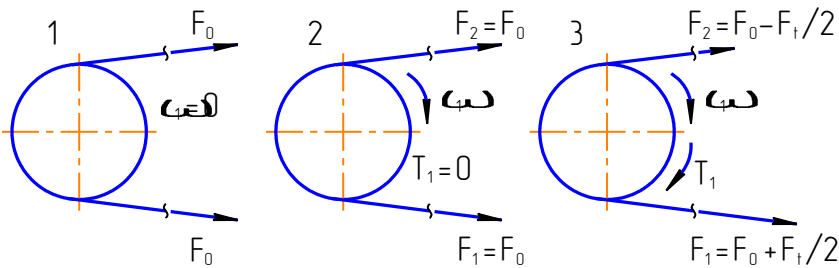


Рисунок 10.3 – Сили у вітках паса

1) $\omega_1 = 0$ (передача нерухома); у цьому випадку обидві вітки мають однаковий попередній натяг, який дорівнює F_0 ;

2) $\omega_1 \neq 0$, $T_1 = 0$ (холоста робота передачі); нехтуючи дією відцентрових сил і сил тертя, можна припустити, що сила натягу (розтягу) ведучої вітки паса F_1 дорівнює і силі натягу веденої вітки F_2 , і силі попереднього натягу вітки F_0 ($F_1 = F_2 = F_0$) ;

3) $\omega_1 \neq 0$, $T_1 \neq 0$ (робочий режим), для якого $F_1 > F_2$.

Установимо зв'язок між силами F_1 , F_2 і параметрами передачі. Скориставшись умовою рівноваги шківа і враховуючи, що розрахункова колова сила на шківах $F_t = 2 T_1 / d_1$, одержимо

$$F_1 - F_2 = F_t . \quad (1)$$

Неважко побачити, що

$$\mathbf{F}_1 + \mathbf{F}_2 = 2\mathbf{F}_0 . \quad (2)$$

Ураховуючи (1) і (2), одержуємо

$$\mathbf{F}_1 = \mathbf{F}_0 + 0,5\mathbf{F}_t , \quad \mathbf{F}_2 = \mathbf{F}_0 - 0,5\mathbf{F}_t . \quad (3)$$

Як бачимо, сила, яка діє на пас, змінна. З іншого боку, зв'язок між \mathbf{F}_1 і \mathbf{F}_2 установлюється формулою Ейлера

$$\mathbf{F}_1 / \mathbf{F}_2 = e^{f\beta} , \quad (4)$$

де e – основа натуральних логарифмів;

f – коефіцієнт тертя між пасом і шківом (для клинопасових передач це зведений коефіцієнт тертя);

β – кут ковзання, $\beta \approx 0,7 \alpha_1$.

Ураховуючи (3) і (4), одержуємо

$$\mathbf{F}_1 = \mathbf{F}_t \mathbf{q} / (\mathbf{q} - 1) , \quad \mathbf{q} = e^{f\beta} , \quad (5)$$

$$\mathbf{F}_2 = \mathbf{F}_t / (\mathbf{q} - 1) . \quad (6)$$

Згідно з (2), (5) і (6) маємо

$$\mathbf{F}_t = 2\mathbf{F}_0 \varphi , \quad (7)$$

де φ – коефіцієнт тяги пасової передачі

$$\varphi = \mathbf{F}_t / 2\mathbf{F}_0 = (\mathbf{q} - 1) / (\mathbf{q} + 1) < 1 . \quad (8)$$

Тобто **коефіцієнт тяги** φ являє собою відносне навантаження. Коефіцієнт φ дозволяє судити про те, яка частина попереднього натягу паса \mathbf{F}_0 використовується корисно для передачі навантаження \mathbf{F}_t , тобто φ характеризує міру завантаженості передачі.

Крім розглянутих сил, пас навантажується від дії відцентрових сил \mathbf{F}_V , що розвиваються на дугах обхвату

$$\mathbf{F}_V = \mathbf{q} \mathbf{V}^2 ,$$

де \mathbf{q} – маса 1м паса; \mathbf{V} – швидкість паса.

Пас зазнає деформації розтягу по всій своїй довжині та згину на шківах.

Напруження розтягу відповідно ведучої та веденої віток від дії сил \mathbf{F}_1 і \mathbf{F}_2

$$\sigma_{p1} = \mathbf{F}_1 / \mathbf{A} , \quad \sigma_{p2} = \mathbf{F}_2 / \mathbf{A} .$$

Напруження розтягу від дії сили \mathbf{F}_V

$$\sigma_V = \mathbf{F}_V / \mathbf{A} .$$

Якщо $\mathbf{V} \leq 20$ м/с, то σ_V можна не враховувати.

Напруження згину відповідно на ведучому і веденому шківів

$$\sigma_{зг1} = E \delta / d_1, \quad \sigma_{зг2} = E \delta / d_2,$$

де E – модуль пружності матеріалу паса;

δ – товщина паса;

d_1, d_2 – діаметри ведучого і веденого шківів.

Оскільки $F_1 > F_2, d_1 < d_2$, то

$$\sigma_{p1} < \sigma_{p2}, \quad \sigma_{зг1} > \sigma_{зг2}.$$

Сумарні напруження в пасі $\sigma_{\Sigma} < \sigma_p + \sigma_{зг} + \sigma_v$.

На рис. 10.4 зображена епюра сумарних напружень. З епюри випливає, що діючі в пасі напруження змінні і це зумовлює утомні руйнування паса. Найнапруженішим є переріз, який збігається з точкою 1 – тут робоча вітка набігає на ведучий шків. Максимальні напруження в цьому перерізі

$$\sigma_{max} = \sigma_{p1} + \sigma_{зг1} + \sigma_v.$$

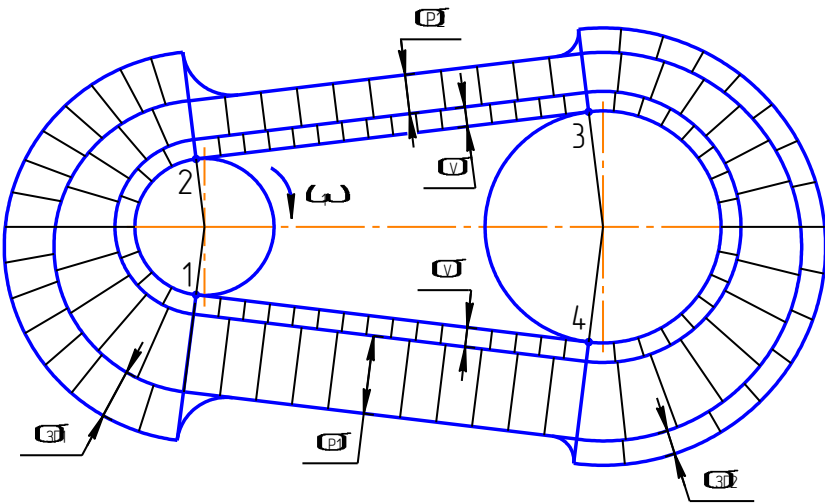


Рисунок 10.4 – Епюри напружень у пасі

10.4. Особливості кінематики пасових передач

У пасових передачах завжди має місце пружне ковзання паса по шківів, а за певних умов – буксування. Внаслідок неминучого пружного ковзання колова швидкість V_2 на веденому шківі менше колової швидкості V_1 на ведучому ($V_1 > V_2$).

Швидкість паса на ведучому шківі спадає від V_1 до V_2 , а на веденому – зростає від V_2 до V_1 . При цьому повна дуга обхвату пасом шківів складається із двох ділянок – дуги спокою і дуги (визначається кутом β) пружного ковзання. Від співвідношення дуг пружного ковзання і спокою залежить запас сил тертя на шківі, який характеризує надійність відсутності буксування паса. При частковому буксуванні пас проковзує по шківу, при повному буксуванні пас і ведений шків зупиняються. Це аварійний режим роботи. При частих буксуваннях паси перегріваються і швидко зношуються.

Величину

$$\varepsilon = (V_1 - V_2) / V_1$$

називають **коефіцієнтом пружного ковзання**, $\varepsilon = 0,01 - 0,015$.

Колові швидкості на шківів

$$V_1 = \pi d_1 n_1 / 60, \quad V_2 = \pi d_2 n_2 / 60.$$

Передаточне число пасової передачі

$$u = \omega_1 / \omega_2 = n_1 / n_2 = d_2 / (d_1 (1 - \varepsilon)).$$

Передаточні числа пасових передач, як правило, не перевищують 4 – 5.

10.5. Криві ковзання. Коефіцієнт тяги і ККД передачі

Графіки залежності $\varepsilon = \varepsilon(\varphi)$ називають **кривими ковзання** (рис. 10.5). Їх одержують експериментально: при сталому натягу F_0 поступово підвищують корисне навантаження F_t і вимірюють ε . До деякого значення $\varphi = \varphi_{кр}$ (критичне значення) практично зберігається лінійна залежність ε від φ . Подальше збільшення навантаження приводить спочатку до часткового, а при граничному значенні коефіцієнта тяги φ_{max} до повного буксування передачі. У зоні між $\varphi_{кр}$ і φ_{max} наявне як пружне ковзання, так і буксування. Відношення $\varphi_{max} / \varphi_{кр}$ характеризує розмір зони часткового буксування і, таким чином, здатність передачі до перевантаження.

ККД передачі теж зростає до $\varphi_{кр}$, досягає при ньому максимального значення, а потім різко зменшується в зоні часткового буксування у зв'язку зі зростанням витрат енергії на

тертя. Звідси випливає, що заштрихована зона відповідає оптимальним значенням параметрів пасової передачі.

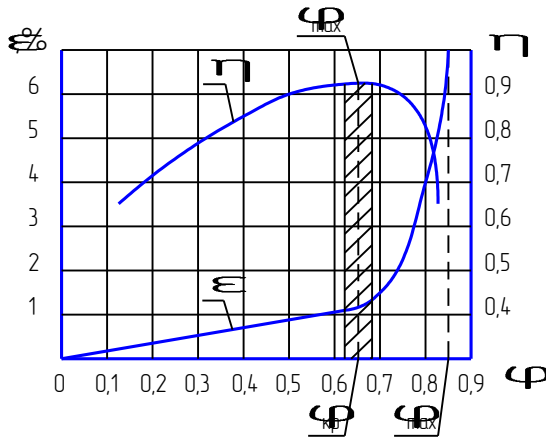


Рисунок 10.5 – Криві ковзання (ϵ) і ККД (η) пасової передачі

За значенням ϕ роблять висновки про міцність зчеплення паса зі шківками або, іншими словами, про тягову здатність передачі. У зв'язку з викладеним можна сформулювати шляхи підвищення тягової здатності пасових передач. Для цього скористаємося виразом

$$\phi = (e^{f\beta} - 1) / (e^{f\beta} + 1).$$

Звідси випливає, що ϕ можна підвищити завдяки:

- 1) збільшенню коефіцієнта тертя f вибором відповідного матеріалу паса;
- 2) збільшенню кута ковзання β , тобто кута α_1 :
 - а) зменшенням передаточного числа u при заданому a ;
 - б) збільшенням a при заданному u ;
 - в) установленням натяжного ролика поблизу ведучого шківки на веденій (з меншим натягом) вітці.

Для плоскопасових передач $\alpha_1 \geq 150^\circ$, для клинопасових $\alpha_1 \geq 120^\circ$.

У приводах із швидкохідними двигунами пасова передача встановлюється до редуктора.

10.6. Види і причини відмов, критерії працездатності та розрахунку пасових передач

Бувають такі види відмов:

- 1) порушення тягової здатності – **буксування**;
- 2) утомні руйнування паса через змінні напруження в ньому, причому істотно впливають напруження згину.

Головними критеріями працездатності пасових передач є тягова здатність та опір утоми паса. Тому пасові передачі розраховують на тягову здатність і довговічність паса.

Тягова здатність передачі характеризується значенням максимально допустимої колової сили F_t або напруження σ_t . Довговічність паса залежить не тільки від значення напружень, а також і від характеру та частоти зміни цих напружень (насамперед від напружень згину σ_{zg}). Частота циклу напружень дорівнює **частоті пробігів паса**

$$n_{\text{проб}} = V / L ,$$

де L – довжина паса.

Чим більше $n_{\text{проб}}$, тим менше довговічність паса. Тому частоту пробігів обмежують (для клинових пасів $[n_{\text{проб}}] = 15 - 20$ 1/с).

10.7. Навантаження на вали та опори пасової передачі

Сили натягу віток паса передаються на вали та опори. Рівнодійна сила на вал

$$F_B = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 + 2 F_1 F_2 \cos\gamma} \approx 2 F_0 \cos(\gamma/2) .$$

Звичайно F_B у 2 – 3 рази більше колової сили F_t – це недолік пасової передачі.

Теми для додаткового самостійного вивчення

1. Особливості конструювання пасових передач.
2. Паси (матеріали, структура перерізів, розташування на шківів) та їх порівняльна характеристика.
3. Розрахунки пасових передач.
4. Матеріали і конструкції шківів.
5. Конструкції натяжних пристроїв.

Лекція 11

ЛАНЦЮГОВІ ПЕРЕДАЧІ

11.1. Типи ланцюгів

За призначенням ланцюги поділяють на такі типи:

- 1) вантажні;
- 2) тягові;
- 3) приводні.

Вантажні ланцюги використовують для підвішування, піднімання та опускання вантажів у вантажопідійомних машинах. Ці ланцюги працюють при малих швидкостях ($v \leq 0,25$ м/с) і великих навантаженнях. Їх виконують переважно з овальними зварними ланками.

Тягові ланцюги використовують у конвеєрах для переміщення вантажів; працюють при середніх швидкостях ($v = 2 - 4$ м/с); складаються з деталей (пластин, осей, втулок) простої форми.

Приводні ланцюги служать в приводах машин для передачі механічної енергії від одного вала до іншого. Саме їх і вивчають у курсі деталей машин.

11.2. Загальні відомості про ланцюгові передачі

Ланцюгові передачі належать до передач зачеплення із гнучким зв'язком (приводним ланцюгом). Їх використовують для передавання обертання зі сталим середнім передаточним відношенням при значних міжосьових відстанях (до 8 м), а також для одночасного приведення в рух кількох паралельних валів або коли потрібно виконати обхід окремих машинних частин, розміщених між ведучим і веденим валами.

Найчастіше ланцюгові передачі використовують у приводах малої та середньої потужності ($P \leq 50$ кВт), де швидкість ланцюга досягає $V_{\text{л}} = 10 - 15$ м/с. Проте зустрічаються передачі з $V_{\text{л}}$ до 30 – 35 м/с (з частотою обертання ведучої зірочки до 3000 хв⁻¹ та більше) і передаваною потужністю у тисячі кіловат.

Ланцюгові передачі найбільшого поширення набули в сільськогосподарських і легких транспортних машинах, у судно-, автомобіле- та верстатобудуванні, гірничорудному, нафтовому, хімічному, металургійному устаткуванні та в інших галузях машинобудування. Останнім часом ланцюгові передачі використовують у **варіаторах швидкості**, які припускають безступінчасту зміну частоти обертання веденого вала.

Принцип дії ланцюгових передач ґрунтується на зачепленні ланцюга із зубцями зірочок. Навантажувальна здатність вища за пасові, але нижча за зубчасті. В приводах зі швидкісними двигунами ланцюгова передача встановлюється після редуктора.

Загальна схема передачі аналогічна до пасової (рис. 11.1, де 1, 2 – ведуча і ведені зірочки, 3 – ланцюг), натяжний пристрій може бути, а може і не бути, тому що провисання ланцюга забезпечує його самонатягання.

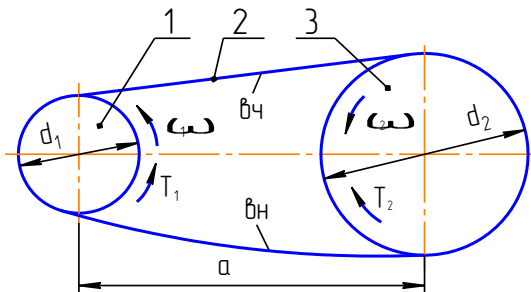


Рисунок 11.1 – Схема ланцюгової передачі

11.3. Переваги та недоліки ланцюгових передач

Переваги:

- 1) сталість передаточного числа;
- 2) можливість роботи при значних короткочасних перевантаженнях;
- 3) принцип зачеплення (а не тертя, як у пасових передачах) не вимагає попереднього натягування ланцюга, у зв'язку з чим зменшується навантаження на вали та підшипники;
- 4) можливість приведення одним ланцюгом декількох ведених зірочок, кут обхвату яких може бути $\alpha_2 \approx 30^\circ$;

5) можливість використання у значному діапазоні міжосьових відстаней;

6) менші, ніж у пасових, габарити;

7) високий ККД ($\eta = 0,96 - 0,98$).

Недоліки:

1) зношування шарнірів ланцюга і його витяжка, що призводить до збільшення кроку ланцюга і порушення зачеплення;

2) нерівномірність руху ланцюга через зміну миттєвого радіуса зірочки, що призводить до підвищеної динаміки і шуму;

3) необхідність змашування ланцюга, захисту його від пилу і забруднення;

4) висока вартість ланцюгів.

Основною причиною недоліків є те, що ланцюг складається із окремих жорстких ланок, які розташовуються на зірочці не по колу, а по багатокутнику.

11.4. Основні характеристики ланцюгових передач

У передачах використовують такі типи стандартних (за ГОСТ) приводних ланцюгів:

1) втулкові (ПВ), які мають меншу масу і вартість;

2) роликові (ПР), швидкість яких $V_{л} \leq 20$ м/с;

3) зубчасті (ПЗ), які використовуються для швидкісних передач ($V_{л} > 20$ м/с), мають більшу тягову здатність, кінематичну точність, плавність і менший шум під час роботи.

Розглянемо основні параметри ланцюгових передач.

Потужність передачі $P = F_t V_{л}$.

Швидкість ланцюга

$$V_{л} = n_i Z_i p_{л} / 60000, \quad i = 1; 2,$$

де n_i – частота обертання зірочки, хв^{-1} ;

Z_i – число зубців зірочки;

$p_{л}$ – крок ланцюга, мм.

Зі швидкістю ланцюга пов'язані знос деталей передачі, шум і динамічні навантаження.

Число зубців ведучої зірочки $Z_1 = 29 - 2u$,

де u – передаточне число, причому $Z_1 > Z_{1\text{min}}$.

Для тихохідних передач ($V_{\text{л}} < 2$ м/с) $Z_{1\text{min}} = 13 - 15$; при $V_{\text{л}} > 2$ м/с $Z_{1\text{min}} = 19$, для передач, що працюють з ударними навантаженнями $Z_{1\text{min}} = 23$.

Число зубців більшої веденої зірочки $Z_2 = Z_1 u$.

Для втулково-роликкових ланцюгів $Z_{2\text{max}} = 100 - 120$; для зубчастих ланцюгів $Z_{2\text{max}} = 120 - 130$.

Для рівномірного зношування ланцюга рекомендується брати Z_1 непарним, а Z_2 парним.

Передаточне число

$$u = \omega_1 / \omega_2 = n_1 / n_2 = Z_2 / Z_1 < 7.$$

В окремих тихохідних передачах $u < 10$.

Крок ланцюга $p_{\text{л}}$ є його основним параметром. Зі збільшенням кроку ланцюга зменшується швидкохідність, збільшуються розміри та вага деталей ланцюга і його максимальне навантаження. Відповідно до міжнародних стандартів приводні ланцюги мають крок, кратний дюйму (25,4 мм) або його частці.

Міжосьова відстань a суттєво впливає на працездатність ланцюга. При малих її значеннях ланцюг швидко зношується, при великих – ведена вітка сильно провисає, що призводить до її коливань. Нормальна робота передачі забезпечується при $a = (20 - 80) p_{\text{л}}$, оптимальною вважається $a_{\text{opt}} = (30 - 50) p_{\text{л}}$, мінімальне значення визначається з умови забезпечення достатнього кута обхвату ланцюгом меншої зірочки (α_1 не менше 120°).

Ланцюг повинен мати певне провисання для зменшення навантаження від сили ваги та радіального биття зірочок. Для цього міжосьову відстань зменшують на 0,2 – 0,4 %.

Кількість ланок ланцюга бажано брати парною, оскільки при непарній кількості ланок необхідно використовувати спеціальні з'єднувальні ланки, що мають трохи меншу міцність.

Ділильне коло зірочки проходить через центри шарнірів ланцюга (рис. 11.4).

Ділильний діаметр зірочки

$$d = p_{\text{л}} / \sin(\pi / Z).$$

Міцнісна характеристика ланцюга – граничне руйнівне (статичне) навантаження F_{lim} , нормоване стандартом.

11.5. Конструкція втулково-роликового ланцюга

Конструкцію втулково-роликового ланцюга зображено на рис. 11.2, де позначено:

- 1) валик (вісь), виступаючі кінці якого розклепані;
- 2) втулка, яка вільно обертається на валуку 1;
- 3) внутрішні пластини, які напресовані на втулку 2;
- 4) зовнішні пластини, які напресовані на валик 1;
- 5) ролик, який вільно обертається на втулці 2.

Призначення роликів – зменшити спрацювання зубців зірочок – найдорожчих деталей передач. Ланцюг без роликів називають втулковим.

Геометричні параметри і характеристики роликових ланцюгів наведені в підручниках.

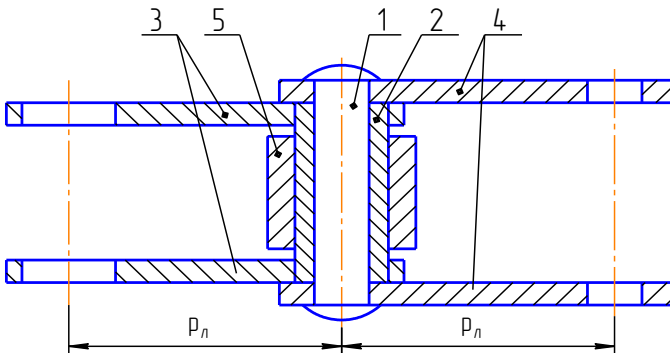


Рисунок 11.2 – Конструкція роликового ланцюга

11.6. Конструкція зубчастого ланцюга

Ланки зубчастого ланцюга набирають із робочих 1 і напрямних 2 пластин, які насаджують на деталі шарнірів кочення – сегментні призми (вкладиші) 3 (рис. 11.3). Напрямні пластини виконують осьову фіксацію ланцюга на зірочках. Вони відрізняються від робочих пластин тим, що не мають середнього вирізу під зубець зірочки (на зірочках є кільцеві проточки). Шарнір припускає поворот ланок на 30° в обидва боки.

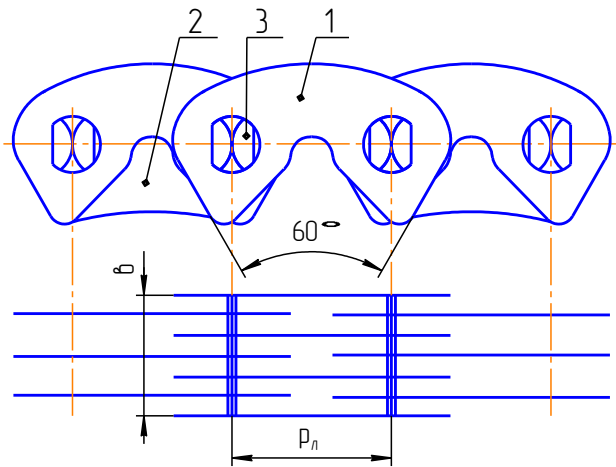


Рисунок 11.3 – Конструкція зубчастого ланцюга

11.7. Зірочки

Зубці зірочок повинні забезпечувати вільний вхід і вихід деталей ланцюгів – роликів у роликового ланцюга та пластин у зубчастого ланцюга.

Основні параметри зірочок – крок, число зубців Z , профіль зубців і його параметри.

Розрізняють кроки кутовий (коловий) $\tau = 2\pi / Z$ і хордальний, який дорівнює кроку ланцюга p_l (рис. 11.4).

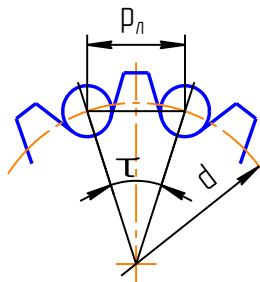


Рисунок 11.4 – Схема розміщення шарнірів роликового ланцюга на зубцях зірочки

Для зірочок, які працюють із роликівими ланцюгами, частіше використовують увігнутий профіль (1) зубців, а зірочки для зубчастих ланцюгів мають прямолінійний профіль (2) зубців (рис. 11.5). Усі параметри таких профілів нормовані стандартами.

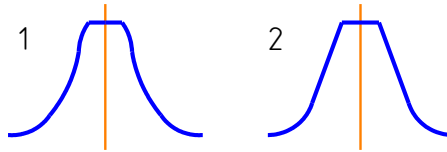


Рисунок 11.5 – Профілі зубців зірочок

11.8. Матеріали деталей ланцюгових передач

Матеріал і зміцнювальна обробка деталей ланцюга та зірочки істотно впливають на їх довговічність, стійкість проти зносу та ударного навантаження.

Матеріал пластин – середньовуглецеві та леговані сталі: 45, 50, 40X, 40XH, 30XH3A та ін. з термообробкою до твердості 40 – 50 HRC.

Матеріал деталей шарнірів (валиків, втулок, призм, роликів) – цементовані сталі: 15, 20, 15X, 20X, 12XH3 та ін. Зміцнювальна обробка – цементация з паралельним загартовуванням до твердості 55 – 65 HRC. Ефективним є застосування газового ціанування.

Матеріал зірочок – середньовуглецеві та леговані сталі із поверхневим та об'ємним загартовуванням до твердості 45 – 55 HRC або цементовані сталі із загартовуванням до твердості 55 – 60 HRC.

Зірочки з великим числом зубців для тихохідних передач допускається виготовляти з чавуну марок СЧ20, СЧ30 із загартовуванням. У сільськогосподарських машинах (при підвищених вимогах до зносостійкості) використовують зірочки з антифрикційного та високоміцного чавуну із загартовуванням.

11.9. Особливості кінематики ланцюгових передач

Шарніри ланцюга на зірочках розміщуються у вершинах багатокутника з кутом τ між сусідніми ланками і стороною, що дорівнює кроку r_d ланцюга (рис. 11.6). У процесі входження шарнірів ланцюга в зачеплення із зірочкою ланки повертаються на кут τ .

Швидкість ланцюга V_d визначається швидкістю ведучого шарніра А, який увійшов у зачеплення із зірочкою

$$V_d = \omega d / 2 ,$$

де ω , d – кутова швидкість і ділильний діаметр зірочки.

Складові цієї швидкості – горизонтальна V_{dx} і вертикальна V_{dy} змінюються залежно від положення ведучого шарніра, яке визначає поточний кут β :

$$\begin{aligned} V_{dx} &= V_d \cos \beta , \\ V_{dy} &= V_d \sin \beta , \\ -0,5 \tau &\leq \beta \leq 0,5 \tau . \end{aligned}$$

Діаграми V_{dx} і V_{dy} зображені на рис. 11.6. Аналізуючи їх, можна зробити такий висновок: робота ланцюгової передачі (при постійній зміні ведучих шарнірів) супроводжується циклічними ударами – „м'якими” і „жорсткими”. Ці удари істотно впливають на надійність і шум швидкісного ланцюгового привода.

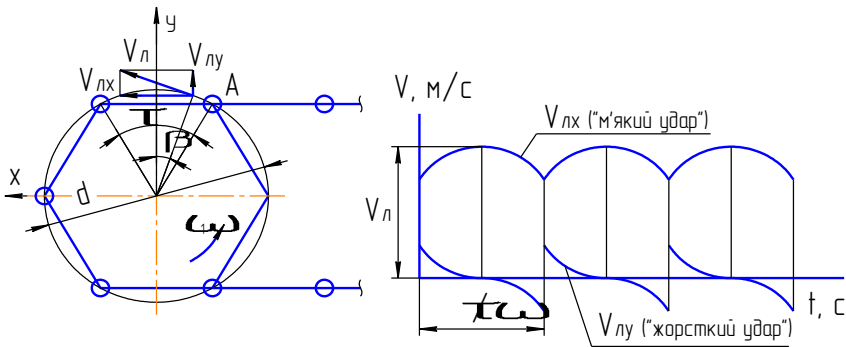


Рисунок 11.6 – Кінематична схема руху ланцюга і графік його швидкості

Несталість швидкості шарніра, який веде робочу вітку ланцюга, зумовлює її поздовжні та поперечні коливання і нерівномірність обертання веденої зірочки. Таким чином, у ланцюговій передачі із заданим передаточним числом збільшення числа зубців зірочок призводить до зменшення нерівномірності руху ланцюга.

11.10. Сили, які діють на деталі ланцюга

На рис. 11.7 показана осцилограма навантажень, які діють на кожну деталь ланцюга на зірочках і вітках ланцюгового контуру. Використані такі позначення:

T_1 , T_2 – час зачеплення шарніра із ведучою та веденою зірочками;

$T_{вч}$, $T_{вн}$ – час навантажування деталей ланцюга на ведучій і веденій вітці;

F_1 , F_2 – натяг (розтяжна сила) ведучої та веденої віток;

F_d – динамічне навантаження на шарнір, яке зумовлене ударами.

На зірочках навантажуються насамперед ролики ланцюга, інші деталі ланцюга навантажуються і на зірочках, і на вітках контуру.

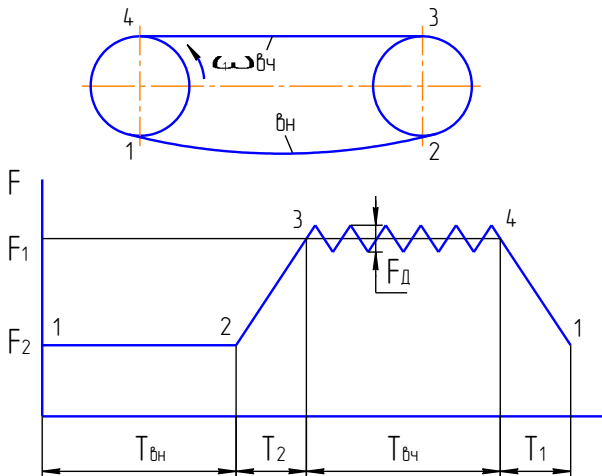


Рисунок 11.7 – Осцилограма навантаження деталей ланцюга

Сила натягу веденої вітки (умовно береться сталою):

$$\mathbf{F}_2 = \mathbf{F}_q + \mathbf{F}_v ,$$

де $\mathbf{F}_q = k_f \mathbf{q} \mathbf{a}$ – натяг від сили ваги ланцюга;

$\mathbf{F}_v = \mathbf{q} \mathbf{V}_n$ – натяг, зумовлений дією відцентрових сил інерції;

q – маса 1 м ланцюга;

a – міжосьова відстань ланцюгової передачі;

$k_f = 1,0 - 6,25$ – коефіцієнт, який залежить від кута нахилу вітки до горизонту.

Сила натягу ведучої вітки (умовно береться сталою)

$$\mathbf{F}_1 = \mathbf{F}_2 + \mathbf{F}_t ,$$

де $\mathbf{F}_t = 2 \mathbf{T}_1 / \mathbf{d}$ – колова сила (корисне навантаження на ланцюг).

Для практичних інженерних розрахунків $F_2 \approx 0$, $F_1 \approx F_t$.

У цілому можна зробити висновок, що навантаження на деталі приводного ланцюга змінне.

Сила, що діє на вали та опори передачі, $\overline{\mathbf{F}}_B = \overline{\mathbf{F}}_1 + \overline{\mathbf{F}}_2$.

11.11. Види та причини відмов ланцюгових передач

Основний вид відмови більшості ланцюгових передач – спрацювання деталей шарнірів ланцюга, зумовлене відносними кутовими переміщеннями ланок. У зв'язку з цим, а також унаслідок змінання деталей шарнірів крок збільшується і ланцюг видовжується, шарніри при зачепленні із зірочками піднімаються по профілю зубів і можлива втрата їх зачеплення із зірочками. Для компенсації видовження ланцюга передбачаються натяжні пристрої.

У швидкісних важконавантажених передачах, які працюють у закритих картерах із достатнім мащенням, спостерігаються утомні руйнування деталей ланцюга – роликів, втулок і особливо пластин.

Крім того, спостерігається спрацювання зубів зірочок.

У високошвидкісних передачах можливе заїдання шарнірів.

У процесі роботи ланцюгової передачі нерідко спостерігаються поперечні коливання віток ланцюга, що призводить до підвищеного зношування шарнірів. Для запобігання таким коливанням на веденій вітці встановлюються

вигнуті напрямні шини, які натягують ланцюг, а на ведучій – башмаки-заспокоювачі. Таке рішення прийняте в ланцюгових передачах двигунів автомобілів „Жигулі”.

11.12. Критерії працездатності та розрахунку

Працездатний стан ланцюгових передач зумовлений такими критеріями:

- 1) зносостійкістю шарнірів ланцюга;
- 2) опором утоми пластин ланцюга;
- 3) ударно-циклічною міцністю роликів і втулок ланцюга;
- 4) контактною міцністю валиків і втулок (стійкістю до заїдання).

Для запобігання більшому від допустимого зношуванню впродовж розрахункового строку служби приводні ланцюги розраховуються на зносостійкість шарнірів.

Змінні напруження розтягу і згину в пластинах призводять до втомного руйнування пластин по вушках, тому виконується розрахунок на витривалість пластин.

Для попередження появи пластичної деформації і розриву ланок ланцюга виконується розрахунок на статичну міцність за піковим (максимальним) навантаженням.

Ресурс ланцюга суттєво залежить від способу і типу змащування ланцюгової передачі, а також від точності виготовлення ланцюга за кроком, тому стандарти встановлюють початкове відхилення (тільки позитивне) для ланцюгів нормальної точності $\Delta r_{\text{л}} \leq 0,00225 r_{\text{л}}$ і для ланцюгів підвищеної точності $\Delta r_{\text{л}} \leq 0,0015 r_{\text{л}}$.

Теми для додаткового самостійного вивчення

1. Особливості конструювання ланцюгових передач.
2. Розрахунки ланцюгових передач.
3. Конструкції зірочок.
4. Конструкції натяжних пристроїв.

Лекція 12

ВАЛИ ТА ОСІ

12.1. Призначення валів і осей

Вали та осі служать для закріплення посажених на них деталей і забезпечують геометричну вісь обертання цих деталей. При цьому вали сприймають сили, які діють на деталі, і передають їх на опори.

На відміну від валів осі не передають корисного обертального моменту і зазнають лише деформації згину, а вали – деформації як згину, так і кручення. Осі є окремим випадком валів і можуть бути рухомими та нерухомими, вали – лише рухомими.

12.2. Класифікація валів

Вали поділяють за конструкцією та формою на:

- 1) прямі (вивчаються в курсі деталей машин);
- 2) колінчасті (наприклад, для поршневих машин);
- 3) гнучкі (в зуболікувальному обладнанні, для спідометрів автомобілів).

Вали поділяють за формою поперечного перерізу на:

- 1) гладкі суцільного перерізу;
- 2) порожнисті (вали карданних передач, шпинделі токарних верстатів);
- 3) шліцьові.

Прямі вали поділяють на:

- 1) гладкі циліндричні (сталого перерізу);
- 2) ступінчасті;
- 3) вали-шестерні;
- 4) вали-черв'яки;
- 5) фланцеві.

Для з'єднання вузлів і агрегатів між собою (наприклад, у прокатному обладнанні, текстильних машинах) використовуються **торсійні вали**, які передають моменти і не несуть на собі ніяких закріплених деталей.

У ряді машин (дорожно-будівельні, прядильні) для передачі моменту від одного двигуна до декількох виконавчих органів застосовуються довгі складені вали, їх називають **трансмісійними**.

Вали редукторів і інших механізмів, як правило, є ступінчастими, що дає змогу:

- 1) наблизити форму вала до бруса однакового опору;
- 2) легко складати та розбирати деталі, посажені на вал;
- 3) виконувати осьову фіксацію деталей;
- 4) поділити та реалізувати технічні вимоги на виготовлення вала за поверхнями щодо точності та шорсткості.

12.3. Основні конструктивні елементи валів

Конструктивна форма будь-якого вала зумовлена:

- 1) розмірами та типом деталей, посажених на нього;
- 2) величиною і напрямом навантажень;
- 3) способами закріплення деталей на валах;
- 4) умовами складання та виготовлення.

Діаметри валів визначають з розрахунків на міцність, жорсткість, вібростійкість або за конструктивними міркуваннями, потім округлюють до стандартних значень.

Основні конструктивні елементи валів (рис. 12.1):

- 1 – **галтель** – плавний перехід із радіусом r ($r > 0,1d$) між двома циліндричними поверхнями з різними діаметрами ($d < D$);
- 2 – шпонковий паз, в який вставляють шпонку;
- 3 – кільцева проточка – канавка (за ГОСТ) для виходу різального інструмента, шліфувального круга тощо;
- 4 – кінчна посадочна поверхня і різь (стандартні);
- 5 – **цапфа** – опорна поверхня вала;
- 6 – **п'ята** – опорна поверхня вала, яка сприймає лише осьову силу і взаємодіє з опорою – **підп'ятником**;
- 7 – центрові отвори, лиски, шліцьові пази, фаски та інші.

Усі ці елементи – це місця різкої зміни форми і зони максимального напруження в перерізі вала, тому їх називають **концентраторами напружень**.

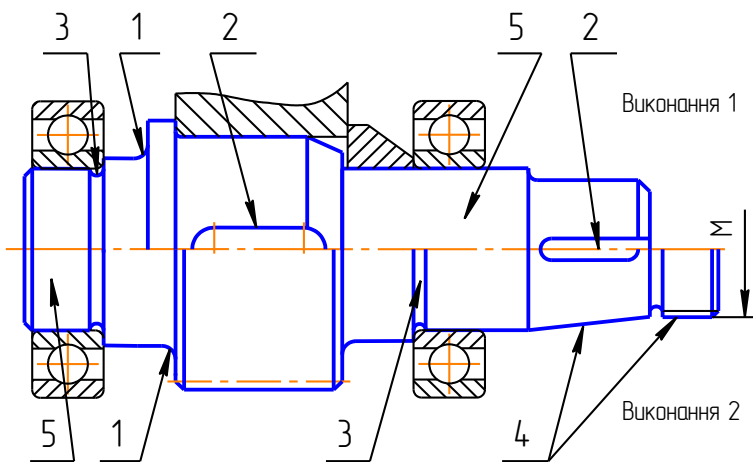


Рисунок 12.1 – Прямий ступінчастий вал і його конструктивні елементи

12.4. Умови роботи, види відмов, матеріали валів

Вали сприймають сили з боку передач і зазнають складної деформації: згин, кручення, розтяг, стискання. У процесі роботи можливі поломки статичні та утомні, а також деформації неприпустимих значень.

У зв'язку з цим основними критеріями працездатності є міцність, жорсткість і вібронестійкість. У валів, які працюють у парі з підшипниками ковзання, важливо забезпечити зносостійкість цапф.

Практикою встановлено, що руйнування валів і осей швидкохідних машин у більшості випадків має утомний характер, тому основним для валів є розрахунок на опір утоми. Крім того, їх розраховують на жорсткість і вібронестійкість.

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

12.5. Розрахунки валів на міцність

Розрахунки валів на міцність виконують у кілька етапів.

На першому етапі (орієнтовний розрахунок), коли відомий тільки обертальний момент T на валу, але невідома довжина вала, а отже, і згинальні моменти на ділянках, орієнтовно визначають мінімальний діаметр вала d_{\min} з умови міцності його тільки на кручення при знижених допустимих напруженнях $[\tau] = 15 - 25 \text{ МПа}$:

$$d_{\min} \geq \sqrt[3]{16 T / (\pi [\tau])} .$$

Мінімальний діаметр вала потрібний для подальшого виконання його ескізу та визначення діаметрів усіх ділянок вала з урахуванням конструктивних і технологічних факторів.

Другий етап – проектний розрахунок із таким алгоритмом.

1. Згідно з результатами орієнтовного розрахунку компонують проєктований вузол.

2. Складають розрахункову схему вала з урахуванням типу опор і сил, які діють на вал.

3. Будуєть епюри внутрішніх силових факторів – згинних M_x, M_y і крутного $M_{кр}$ моментів.

4. Проаналізувавши епюри, встановлюють характерні (небезпечні) перерізи вала, для яких визначають еквівалентні моменти M_E , а потім з умови міцності на згин і діаметри d_B :

$$d_B \geq \sqrt[3]{M_E / (0,1 [\sigma_{зг}])} ,$$

де $[\sigma_{зг}]$ – допустиме напруження згину для матеріалу вала.

5. Отримані значення d_B округлюють до найближчого числа за стандартом. Остаточні діаметри небезпечних та інших перерізів, довжину ділянок вала встановлюють при компонованні з урахуванням конструктивних і технологічних особливостей вузла.

Третій етап – уточнений (основний, перевірний) розрахунок небезпечних перерізів вала. Такий розрахунок називають розрахунком на витривалість і в ньому враховують характер зміни напружень, характеристики опору втомленості матеріалів, концентрацію напружень, вплив абсолютних розмірів, шорсткості поверхні й поверхневого зміцнення.

12.6. Уточнений розрахунок валів на витривалість

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

$$S = S_{\sigma} S_{\tau} / \sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2} \geq [S],$$

де S_{σ} – запас втомної міцності за нормальними напруженнями, тобто при дії тільки згину в припущенні, що $\tau = 0$;

S_{τ} – запас втомної міцності за дотичними напруженнями, тобто при дії тільки кручення в припущенні, що $\sigma = 0$;

$$S_{\sigma} = \sigma_{-1} / (K_{\sigma D} \sigma_a + \psi_{\sigma} \sigma_m); \quad S_{\tau} = \tau_{-1} / (K_{\tau D} \tau_a + \psi_{\tau} \tau_m),$$

де σ_{-1} , τ_{-1} – межі витривалості матеріалу вала відповідно при симетричному циклі зміни напружень згину і кручення (вибирають за довідковими таблицями);

$K_{\sigma D}$, $K_{\tau D}$ – сумарні коефіцієнти, що враховують вплив усіх конструктивних і технологічних факторів на опір втоми вала в конкретному перерізі відповідно при згині й крученні (вибирають за довідковими таблицями);

ψ_{σ} , ψ_{τ} – коефіцієнти, що характеризують чутливість матеріалу вала до асиметрії циклу напружень при згині й крученні (розраховують за формулами або вибирають за рекомендаціями);

σ_a , τ_a – амплітуди циклів зміни напружень відповідно при згині й крученні;

σ_m , τ_m – середні напруження за цикл.

Оскільки напруження згину у валу і осі, що обертається, змінюється за синусоїдальним законом (знакозмінний цикл), а напруження кручення за пульсуючим циклом, то амплітудні та середні значення напружень визначаються таким чином:

$$\sigma_a = M_{зг} / (0,1 d^3), \quad \sigma_m = 0, \quad \tau_a = \tau_m = 0,5 T / (0,2 d^3),$$

де d – діаметр небезпечного перерізу вала;

$M_{зг}$, T – згинальний і крутний моменти у цьому перерізі.

Допустимий запас міцності $[S]$ залежить від точності складання розрахункової схеми, ступеня відповідальності вала та однорідності матеріалу. Як правило, $[S] = 1,5 - 2,5$.

12.7. Розрахунок валів на жорсткість

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

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

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

Переміщення: прогини f ; кути повертання перерізів θ (при згині); кути скручування φ (при крученні) – потрібно визначати звичайними методами опору матеріалів.

Допустимі пружні переміщення залежать від конкретних вимог до конструкції і визначаються у кожному окремому випадку.

12.8. Розрахунок валів на вібростійкість

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

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

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

$$A \leq [A].$$

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

Теми для додаткового самостійного вивчення

1. Розрахунки валів та осей на міцність.
2. Конструктивні та технологічні способи підвищення опору втоми та жорсткості валів.

Лекція 13

ПІДШИПНИКИ КОЧЕННЯ

13.1. Призначення опор валів і осей

Опорами валів і осей є підшипники, які:

- 1) визначають положення валів і осей у просторі;
- 2) виконують радіальну та осьову фіксацію валів і осей;
- 3) забезпечують вільне обертання цих деталей;
- 4) сприймають навантаження від валів та осей і передають його на корпус, раму та ін.

За видом тертя підшипники поділяють на:

- 1) підшипники кочення;
- 2) підшипники ковзання.

До опор висувають такі вимоги:

- 1) надійність радіальної та осьової фіксації;
- 2) жорсткість;
- 3) мінімальний опір обертанню (особливо в період пуску);
- 4) точність руху завдяки точності центрування (центрування – збіг осей коліс, валів і опор);
- 5) мала чутливість до зміни температури;
- 6) стійкість під час роботи в умовах трясіння, вібрацій, ударів;
- 7) висока зносостійкість спряжених поверхонь;
- 8) висока довговічність;
- 9) малі габарити;
- 10) невисока вартість виготовлення, складання, експлуатації.

13.2. Конструкція вузла опори кочення

Конструкція вузла опори кочення і сили (радіальна F_r та осьова F_a), які діють на вал, зображені на рис. 13.1, де позначені:

- 1 – цапфа;
- 2 – корпус (нерознімний або рознімний);
- 3 – підшипник кочення;
- 4 – кришка підшипника (фланцева або закладна, глуха або з отвором);
- 5 – прокладка (регулювальна або захисна);

6 – пробка, яка закриває отвір для подачі густого мастила;
7 – ущільнення.

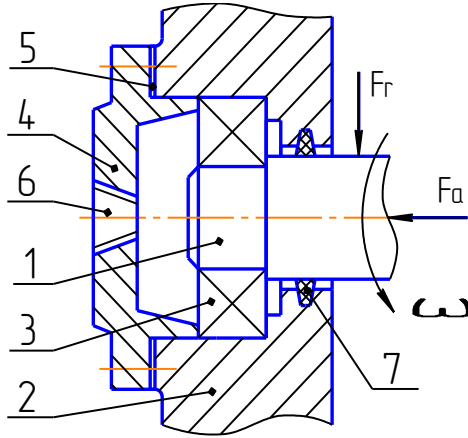


Рисунок 13.1 – Конструкція вузла опори кочення

13.3. Конструкція підшипника кочення

Підшипник кочення (рис. 13.2) складається із внутрішнього 1 і зовнішнього 2 кілець із доріжками кочення, тіл кочення (кульок або роликів) 3 і сепаратора 4, що розділяє й направляє тіла кочення. Крім зазначених, можуть бути інші конструктивні елементи.

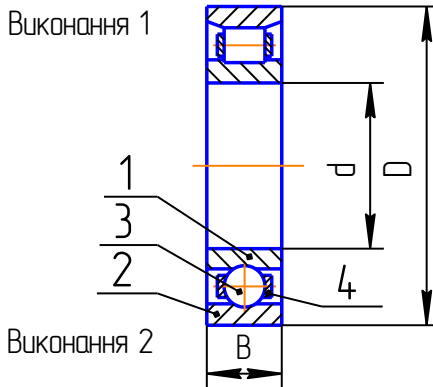


Рисунок 13.2 – Підшипник кочення

У підшипниках можуть бути відсутні всі зазначені елементи, крім тіл кочення, бо важливо відокремити поверхні рухомого вала та нерухомого корпусу.

Основні розміри:

d , D – номінальні діаметри відповідно кільця внутрішнього та зовнішнього;

B – ширина.

13.4. Класифікація підшипників кочення

Усі конструкції підшипників кочення класифікуються за ознаками, покладеними в основу ГОСТ 3395-89.

За напрямком дії сприйманого навантаження:

- 1) радіальні, що сприймають в основному радіальне навантаження F_r ;
- 2) упорні, що сприймають тільки осьове навантаження F_a ;
- 3) радіально-упорні, що сприймають одночасно радіальне F_r і осьове F_a навантаження;
- 4) упорно-радіальні, що сприймають в основному осьове навантаження F_a і значно менше радіальне F_r .

За формою тіл кочення:

- 1) кулькові;
- 2) роликові (рис. 13.3): а) з циліндричними роликами; б) з конічними роликами; в) з голчастими роликами; г) з бочкоподібними роликами; д) із витими роликами.

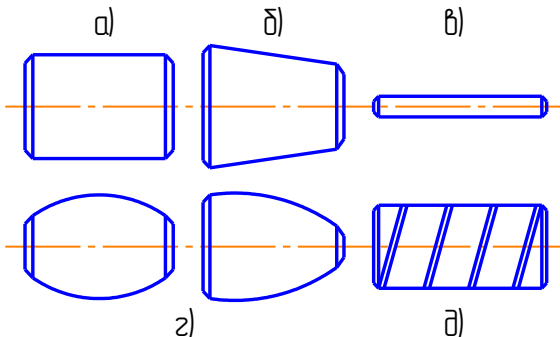


Рисунок 13.3 – Форми роликів

За числом рядів тіл кочення:

- 1) однорядні;
- 2) дворядні;
- 3) чотирирядні.

За розмірами (з одним і тим самим внутрішнім діаметром d):

- 1) радіальними: надлегкі; особливо легкі; легкі; середні; важкі;
- 2) шириною: особливо вузькі; вузькі; нормальні; широкі; особливо широкі.

За здатністю до самовстановлення:

- 1) несамовстановлювальні;
- 2 – самовстановлювальні (сферичні); в яких внутрішня поверхня зовнішнього кільця сферична (рис. 13.4), що дозволяє поворот внутрішнього кільця разом із тілами кочення відносно зовнішнього, не порушуючи працездатності підшипника, на кут $\theta = 2 - 4^\circ$ (для підшипників інших типів $\theta \leq 0,5^\circ$).

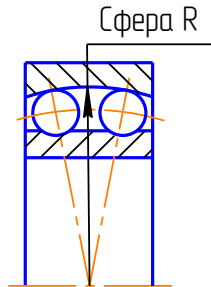


Рисунок 13.4 – Кульковий сферичний підшипник

За класом точності:

- 1) нормальної точності (клас 0);
- 2) підвищеної точності (класи 6, 5, 4, 2).

Класи точності підшипників характеризують точність основних розмірів (значення граничних відхилень розмірів, форми, розташування поверхонь) і точність обертання (радіальні й бокові биття доріжок, биття торців кілець). Точність зростає у міру зменшення номера класу. Із збільшенням точності зростає вартість підшипника.

13.5. Переваги та недоліки підшипників кочення

Основні переваги підшипників кочення порівняно з підшипниками ковзання:

- 1) малий коефіцієнт тертя $f = 0,0015 - 0,006$, а отже, менші моменти сил тертя і відповідно теплотворення в підшипнику;
- 2) малі габарити за шириною;
- 3) високий ступінь стандартизації;
- 4) низькі вимоги до матеріалу і термічної обробки валів;
- 5) незначна витрата кольорових металів і мастильних матеріалів;
- 6) простота обслуговування підшипників.

Недоліки:

- 1) низька довговічність при великих частотах обертання та вібраційних і ударних навантаженнях;
- 2) низька демпфірувальна здатність;
- 3) значні габарити за діаметром.

Шарикопідшипники швидкохідніші та дешевші від роликів, які мають вищу навантажувальну здатність, потребують жорстких валів і самі більш жорсткі, ніж шарикопідшипники.

Голчасті підшипники використовують при:

- 1) дуже стиснених радіальних габаритах;
- 2) колових швидкостях вала до 5 м/с;
- 3) коливальних рухах (муфти карданних валів, поршневі пальці).

13.6. Особливості кінематики підшипників кочення

Кінематику підшипників кочення необхідно знати для вивчення силових дій на тіла кочення; визначення числа циклів навантаження і розрахунку підшипників на довговічність; вивчення роботи сепаратора.

Підшипник кочення з кінематичної точки зору подібний до планетарного механізму (рис. 13.5). Причому колова швидкість сепаратора $V_C = 0,5 \cdot V_1$, де $V_1 = \omega D_1 / 2$ – колова швидкість внутрішнього кільця.

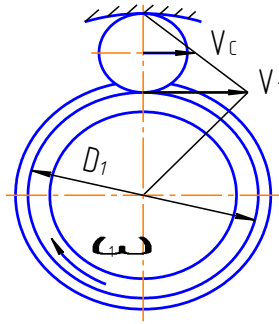


Рисунок 13.5 – План швидкостей для деталей підшипника

13.7. Розподіл навантаження між тілами кочення

Осьова сила F_a на підшипник кочення розподіляється між усіма Z тілами кочення, причому можна припустити, що осьова сила на одне тіло $F_{a1} = F_a / Z$.

Радіальну силу F_r на підшипник сприймають лише тіла кочення, розміщені на дузі, яка не перевищує 180° , тобто не більше за половину тіл кочення (рис. 13.6). Найбільше навантаженням буде тіло, що перебуває на векторі сили F_r . Максимальне радіальне навантаження на це тіло можна приблизно визначити за формулою $F_{r1 \max} = F_0 \approx 5 F_r / Z$.

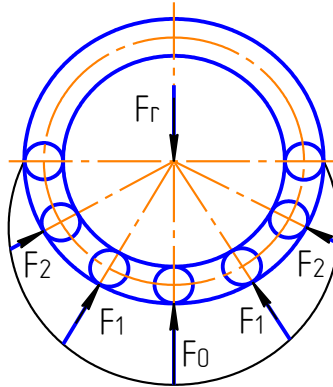


Рисунок 13.6 – Схема розподілу радіального навантаження між тілами кочення

13.8. Напружено-деформований стан деталей підшипників кочення.

Види та причини відмов підшипників кочення

Деформації та напруження в тілах кочення та кільцях змінні. При цьому на працездатний стан істотно впливають контактні напруження, які змінюються за віднульовим (пульсуючим) циклом.

Змінні контактні напруження високого рівня і наявність ефекту перекочування по кільцях із пружною деформацією в поверхневому шарі після певного числа циклів навантажень приводить до утворення на доріжках кочення і кульках утомних мікротріщин, які розклинаються мастилом, що проникає в них. Це призводить до прогресивного викришування поверхонь.

Утомне викришування є основною причиною виходу з ладу підшипників. Крім того, можливі руйнування (розколи) кілець, тіл кочення і сепараторів. При динамічних і великих статичних навантаженнях можуть утворюватися вм'ятини (лунки) на робочих поверхнях. У процесі роботи в абразивному середовищі спостерігається спрацювання (зношення) кілець і тіл кочення.

Зовнішніми ознаками, що свідчать про якесь пошкодження підшипника і необхідність його заміни, є:

- 1) втрата точності обертання;
- 2) підвищений шум;
- 3) підвищений опір обертанню;
- 4) нагрівання.

13.9. Критерії працездатності та розрахунку

Головні критерії працездатності підшипників кочення:

- 1) циклічна міцність або контактна витривалість;
- 2) статична міцність, коли підшипник обертається із частотою $n < 1$ об/хв;

3) зносостійкість, яка забезпечується відповідним матеріалом і твердістю поверхонь, а також удосконаленням конструкції ущільнень і мастила.

Проектуючи опори з підшипниками кочення, необхідно добирати типорозмір (тип і розмір) підшипника зі стандартного ряду згідно з рекомендаціями ГОСТ. Підшипники добирають:

1) за динамічною вантажопідйомністю C для забезпечення циклічної міцності;

2) за статичною вантажопідйомністю C_0 для забезпечення статичної міцності і запобігання залишковим деформаціям.

Динамічна вантажопідйомність C (наводиться в каталозі) – стале радіальне або осьове (для упорних підшипників) навантаження, при якому у 90% підшипників випробуваної партії впродовж 10^6 обертів внутрішнього кільця не буде утомних пошкоджень.

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

Тип підшипника добирають залежно від:

1) конструктивних особливостей опори (призначення підшипника);

2) частоти обертання;

3) значення та напрямку навантаження;

4) режиму роботи;

5) вимог до жорсткості;

6) умов монтажу та демонтажу і вартості підшипника.

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

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

$$C_p \leq [C] = C_{\text{табл}},$$

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

Коли типорозмір підшипника вибрано і відомий призначений в годинах ресурс підшипника $[L]$, проводять розрахунок на довговічність – розраховують ресурс підшипника L та перевіряють виконання умови $L \geq [L]$. Якщо ця умова не задовольняється, переходять на важчу серію, змінюють тип підшипника або збільшують діаметр вала.

13.9. Особливості конструювання опор із підшипниками кочення

У процесі конструювання опор необхідно правильно вибрати способи встановлення підшипників, посадки та кріплення (фіксації) їх на валу і в корпусі, спосіб їх мащення та конструкцію ущільнювальних пристроїв.

Можливі схеми установки підшипників наводяться в підручниках. Наприклад, при використанні радіальних шарикопідшипників найчастіше вибирають схему з однією фіксованою опорою, а іншою – „плаваючою”. У фіксованій опорі внутрішнє кільце фіксують на валу, а зовнішнє – у корпусі. Для „плаваючої” опори – внутрішнє кільце закріплюють на валу, а зовнішнє має можливість виконувати осьове переміщення.

Гарантований зазор між зовнішнім кільцем підшипника і кришкою підшипника (рис. 13.1) $\Delta = 0,2 - 1,0$ мм і забезпечується стальними прокладками. Такий зазор потрібний для компенсації неточностей виготовлення, монтажу та температурних деформацій.

Змащення підшипників кочення виконується для відведення тепла й зменшення тертя, демпфірування коливань навантаження, попередження корозії контактуючих поверхонь. Крім того, змащення важливе для підвищення герметизації підшипників, а також для зменшення шуму.

Для змащування підшипників кочення застосовують рідкі, пластичні й тверді мастильні матеріали. При виборі мастильного матеріалу необхідно враховувати розміри підшипника й частоту його обертання, величину навантаження, робочу температуру, стан навколишнього середовища.

Способи мащення підшипників рідкими маслами:

- 1) занурення підшипника в масляну ванну (рівень масла не повинен перевищувати центра нижнього тіла кочення);
- 2) розбризкування одним із швидкообертювх коліс або кілець із загальної масляної ванни вузла;
- 3) краплинне мащення;
- 4) мащення під дією відцентрових сил.

Ущільнення підшипникових вузлів запобігають їх забрудненню та витіканню масла.

Основні вимоги до ущільнень: герметичність; мале тертя; високі довговічність і надійність.

Існують контактні та безконтактні способи ущільнювання.

До контактних належать ущільнення за допомогою повстяних або фетрових кілець при $V = 5$ м/с і манжет при $V < 10$ м/с.

До безконтактних ущільнень належать щільові, лабіринтні, відцентрові та комбіновані.

Підшипники монтують або в нагрітому стані (нагрівають у масляній ванні до температури 80 – 100 °С), або за допомогою пресів (гідравлічних, гвинтових), або легкими ударами через мідний (алюмінієвий) вибивач.

Демонтують підшипники за допомогою спеціальних знімачів.

Загальне правило монтажу та демонтажу підшипників – не можна передавати силу через тіла кочення.

Теми для додаткового самостійного вивчення

1. Типи, конструкції і призначення підшипників кочення.
2. Система умовних позначень підшипників кочення.
3. Розрахунки підшипників кочення.
4. Матеріали деталей підшипників кочення.
5. Способи встановлення підшипників, посадки кілець на вал і в корпус.
6. Етапи проектування підшипникових вузлів.
7. Шляхи підвищення надійності, довговічності та швидкохідності підшипників.

Лекція 14 ПІДШИПНИКИ КОВЗАННЯ

14.1. Призначення підшипників ковзання

Підшипники ковзання – це опори обертових деталей, які працюють в умовах ковзання поверхні цапфи по поверхні підшипника. Найпростішим підшипником ковзання можна вважати втулку (рис. 14.1), посажену на вал із гарантованим зазором, в якому повинно перебувати мастило. Основні розміри підшипника – діаметр цапфи d і довжина вкладиша l .

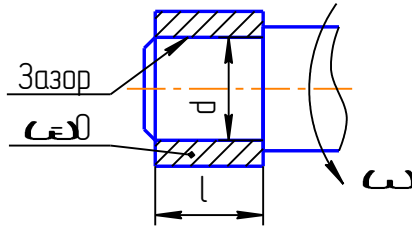


Рисунок 14.1 – Цапфа в опорі ковзання

Конструкції важконавантажених і високошвидкісних опор ковзання складаються з корпусу, вкладишів, мастильного, захисного і охолоджуючого пристроїв. **Вкладиші** підшипників – є робочими елементами, що взаємодіють безпосередньо з опорною частиною вала.

Підшипники ковзання використовують:

- 1) при великих навантаженнях і особливо високих частотах обертання (більше 10000 об/хв);
- 2) при стиснених габаритах за діаметром;
- 3) у **прецизійних машинах**, де потрібні особливо точний напрям вала та можливість регулювання зазора;
- 4) при ударних і вібраційних навантаженнях;
- 5) у рознімних опорах (опорах колінчастих валів);
- 6) в особливо забруднених умовах і в опорах, які постійно перебувають у воді або в інших агресивних середовищах, де підшипники кочення непридатні через корозію;
- 7) у невідповідальних вузлах дешевих тихохідних механізмів.

14.2. Класифікація підшипників ковзання

За напрямком сприйманих навантажень підшипники ковзання поділяють на дві основні групи:

1) радіальні, ще їх називають **опорними**, призначені для сприйняття навантажень, перпендикулярних до осі вала;

2) упорні, що призначені для сприйняття осьових навантажень.

Упорні підшипники ковзання, що служать для фіксації горизонтальних валів в осьовому напрямку і мають незначні навантаження, називають **торцевими**.

Упорні підшипники ковзання, що встановлюються на вертикальних валах, називаються **підп'ятниками**.

Для підшипників ковзання цапфи можуть бути циліндричними, конічними або кулястими.

Залежно від виду мастила підшипники поділяють на:

1 – гідравлічні:

а) **гідродинамічні**, у яких тиск рідкого мастила в зазорі між цапфою і вкладишем створюється завдяки обертанню цапфи;

б) **гідростатичні**, у яких тиск рідкого мастила в зазорі створюється насосом;

2 – газові:

а) **газодинамічні**, у яких тиск газового мастила в зазорі створюється завдяки обертанню цапфи;

б) **газостатичні** (тиск газу в зазорі забезпечується насосом).

14.3. Умови роботи гідродинамічних підшипників ковзання

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

Розглянемо роботу радіального гідродинамічного підшипника ковзання (рис. 14.2).

У підшипнику ковзання вал завжди встановлюється з певним зазором, який заповнюється мастилом. Якщо вал не обертається ($\omega=0$), то під дією радіального навантаження F_r він займає ексцентричне положення в підшипнику і зазор набуває серпоподібної форми клинової щілини (рис. 14.2 а).

У процесі обертання цапфа масло завдяки маслянистості та в'язкості захоплюється у клиновий зазор, тобто цапфа діє подібно насосу, нагнітаючи масло в зазор. Завдяки цьому у підшипнику створюється гідродинамічний тиск P , здатний зрівноважити навантаження F_r . При цьому цапфа спливає і займає ексцентричне положення (рис. 14.2 б), причому між її поверхнею та підшипником утворюється масляний шар, товщина h якого залежить від властивостей масла, колової швидкості ω і навантаження F_r .

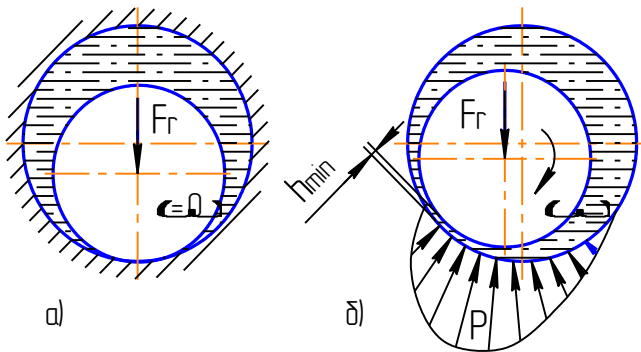


Рисунок 14.2 – Положення вала в підшипнику й схема виникнення несучого мастильного шару

14.4. Види відмов, критерії працездатності та фактори, які впливають на працездатність підшипників ковзання

Основні види відмов підшипників ковзання:

1) спрацювання (у тому числі абразивне), яке спостерігається при частих пусках і зупинках, а також у разі недостатньої захищеності від потрапляння абразивів;

2) схоплювання через незабезпеченість потрібного теплового режиму і при малих зазорах;

3) поломки вкладишів, утомне викришування та відшаровування заливки вкладишів при змінному навантаженні.

Основний критерій працездатності підшипників ковзання – зносостійкість. Тому цапфа та вкладиші повинні утворювати антифрикційну пару. Вкладиші виготовляють з антифрикційного чавуну, металокераміки, бронзи, латуні, капрону, гуми, графіту та ін. У більшості випадків вкладиші біметалеві: основу (із сталі, бронзи, алюмінієвих сплавів та ін.) заливають тонким шаром бабіту (сплаву олова та свинцю) та ін.

Несуча здатність підшипника також залежить від відношення довжини підшипника до діаметра цапфи l/d . Зменшення довжини l при незмінному діаметрі d призводить до збільшення витікання мастила через торці й зменшення несучої здатності підшипника. Однак підшипники з малим відношенням l/d менш чутливі до перекосів, що виникають при монтажі або деформації вала. Оптимальним є відношення $l/d = 0,8 - 0,9$.

При обертанні цапфи робота сил тертя нагріває підшипник і цапфу до температури, що не повинна перевищувати деякого граничного значення, що допускається для певного матеріалу підшипника і сорту мастила. З підвищенням температури знижується в'язкість масла, збільшується ймовірність заїдання цапфи в підшипнику, можливе виплавлення вкладишів. Для запобігання перегріву підшипника застосовують заходи щодо охолодження мастила або кострукції опори.

14.5. Розрахунки підшипників ковзання

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

Обмежимося розглядом умовних розрахунків.

1. Для тихохідних механізмів, машин із частими пусками й зупинками, при коливальному русі (втулки важелів, підшипники ресор та ін.), коли повинна виконуватися умова неவிдавлювання мастильного матеріалу, проводять розрахунок за допустимим

тиском у підшипнику. Міцність вкладиша при такому статичному навантаженні залежить від питомого умовного тиску p на вкладиш, який не повинен перевищувати допустимий тиск $[p]$, залежний від типу машини:

$$p = F_r / (l d) \leq [p].$$

2. Оскільки змащувальна здатність мастила в підшипнику залежить від тепловиділення в зоні контакту, а воно, у свою чергу, залежить від питомого тиску p на цапфу й колової швидкості v , то для підшипників середньої швидкохідності необхідно дотримуватись умови

$$p v \leq [p v].$$

Розрахунок за параметром $p \cdot v$ у наближеній формі попереджає інтенсивне зношування, перегрівання і заїдання. Допустимі значення $[p v]$ встановлюються з досвіду експлуатації машин.

Для швидкохідних машин розрахунки підшипників ковзання базуються на рівняннях гідродинаміки.

Теми для додаткового самостійного вивчення

1. Типи і конструкції опор із підшипниками ковзання.
2. Розрахунки підшипників ковзання.
3. Умови роботи гідростатичних, газодинамічних і газостатичних підшипників ковзання.
4. Конструкції і матеріали підшипників ковзання „сухого” тертя, які працюють без мастила.
5. Конструкції та використання підп'ятників ковзання.
6. Тепловий розрахунок швидкохідних підшипників ковзання.
7. Способи підведення мастила до підшипників і підп'ятників ковзання.

Лекція 15

МУФТИ ПРИВОДІВ

15.1. Призначення муфт приводів машин

Муфти – пристрої (вузли і механізми), які служать для з'єднання хвостовиків валів при передаванні обертового моменту, наприклад, вали двигуна і редуктора, редуктора і виконавчого механізму (рис. 15.1). При цьому параметри руху, як правило, не змінюються, оскільки передаточне число муфти $u = 1$.

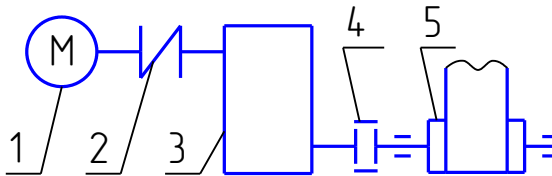


Рисунок 15.1 – Схема привода стрічкового конвеєра

У зображеному приводі використано дві муфти: швидкохідна муфта 2 з'єднує вали електродвигуна 1 та редуктора 3; тихохідна муфта 4 з'єднує вихідний вал редуктора з валом барабана 5.

Муфти можуть виконувати також інші функції:

- 1) компенсувати неспіввісність валів;
- 2) знижувати рівень динамічного навантаження в приводі;
- 3) з'єднувати та роз'єднувати вали в процесі роботи без зупинки двигуна;
- 4) охороняти машини від поломок при перевантаженнях та зміні режиму роботи.

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

Основні вимоги до муфт:

- 1) простота конструкції та мінімальні габарити;
- 2) високі надійність і точність передавання руху;
- 3) мінімально можлива вартість;
- 4) високий ККД.

15.2. Класифікація муфт

За принципом дії муфти поділяють на класи: механічні, гідравлічні, електричні та ін. У курсі деталей машин вивчають тільки механічні муфти.

За ознакою керованості розрізняють такі групи механічних муфт:

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

2) керовані (зчіпні), які служать для з'єднання та роз'єднання валів під час роботи;

3) самокеровані (автоматичні), які автоматично з'єднують або роз'єднують вали в разі зміни заданого режиму роботи.

Класифікація механічних муфт за ознакою керованості у вигляді схеми розподілу на групи та підгрупи виконана на рис. 15.2.

15.3. Основні параметри муфт

Муфти приводів характеризуються такими параметрами:

1) обертальним моментом T (Н м) або потужністю, яка передається за певної частоти обертання (наприклад, $n = 100$ об/хв, P_{100});

2) діаметрами з'єднуваних валів d_1 і d_2 , які змінюються в певному діапазоні $d_{\min} \leq d_i \leq d_{\max}$, $i = 1, 2$. У конкретному приводі доцільно, щоб $d_1 = d_2$, у крайньому разі $d_1 = (0,8 - 1,2) d_2$;

3) габаритними розмірами;

4) масою та моментом інерції (ці величини потрібні в процесі динамічного дослідження привода);

5) граничною частотою обертання n_{\lim} , яка визначається міцністю обертових деталей, зносостійкістю, нагріванням робочих елементів або іншими критеріями.

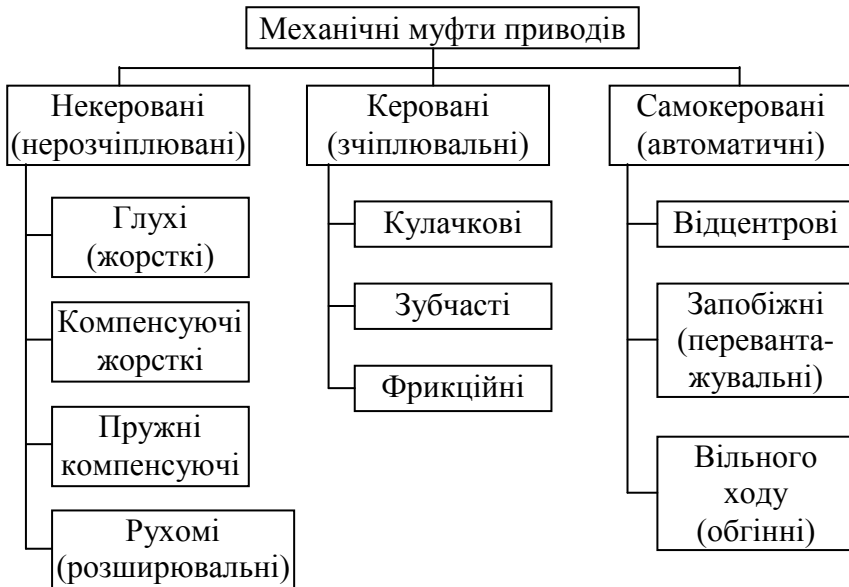


Рисунок 15.2 – Класифікація механічних муфт

15.4. Методика добору муфт

Більшість муфт стандартизовані. У зв'язку з цим завдання добору зводиться до добору типорозміру муфти серед наявних у стандартах. Тип муфти повинен відповідати умовам роботи вузла, монтажу та іншим вимогам, які висуваються до муфт у конкретному приводі. Розмір муфти добирають за більшим діаметром з'єднуваних валів згідно з такими умовами:

$$T_P = T_H k_1 k_2 \leq [T] , \quad n \leq n_{\text{lim}} ,$$

де T_P , T_H – обертальний момент відповідно розрахунковий і номінальний;

k_1 – коефіцієнт відповідальності муфти, який залежить від серйозності наслідків, спричинених відмовою муфти ($k_1 = 1,0 - 1,8$);

k_2 – коефіцієнт, який залежить від умов роботи, типу двигуна та виконавчого механізму (при рівномірному навантаженні та спокійній роботі беруть $k_2 = 0$, при роботі з ударами та коливаннями навантаження $k_2 = 1,5$);

[T] – допустимий обертальний момент для визначеного типорозміру муфти;

n , n_{lim} – частота обертання муфти номінальна та гранично допустима відповідно.

Після добору муфти потрібно перевірити її слабкий елемент, який визначає надійність муфти, за відповідним критерієм працездатності.

15.5. Некеровані муфти

Конструкції муфт докладно розглянуті в підручниках.

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

- 1) втулкові;
- 2) фланцеві;
- 3) поздовжньо-згвинчувані.

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

Компенсуючі муфти служать для з'єднання неспіввісних валів (осі не лежать на одній прямій, вони мають певні зміщення). Неспіввісність зумовлюється неточністю виготовлення, монтажу і пружними деформаціями.

Розрізняють такі види відхилень від правильного взаємного розміщення осей валів (рис. 15.3):

- 1 – поперечне або радіальне зміщення Δr ;
- 2 – поздовжнє або осьове Δa ;
- 3 – кутове $\Delta \delta$;
- 4 – комбіноване.

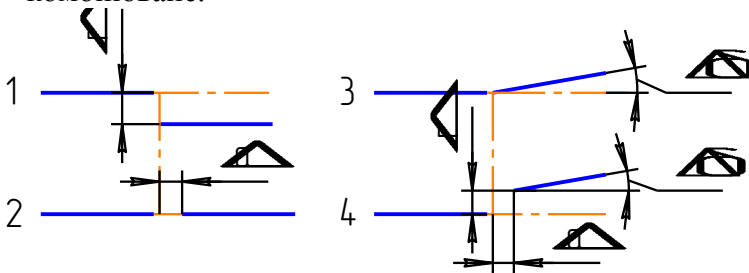


Рисунок 15.3 – Види неспіввісності

Такі зміщення зумовлюють додаткове навантажування валів та їх опор. Компенсуючі муфти дають змогу знизити шкідливий вплив неспіввісності на роботу деталей. Компенсація здійснюється завдяки або взаємним переміщенням деталей муфт (жорсткі компенсуючі та рухомі муфти), або деформації пружних елементів (пружні компенсуючі муфти).

До компенсуючих жорстких належать муфти:

- 1) зубчасті;
- 2) ланцюгові.

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

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

До металевих пружних елементів належать: змієподібні пружини, радіальні пакети пластин, виті циліндричні пружини, гільзові пружини, стрижні. Ці елементи працюють на згин і кручення. Вони забезпечують більшу навантажувальну здатність і довговічність муфти, ніж неметалеві елементи.

Основним матеріалом неметалевих пружних елементів є гума, оскільки їй притаманні високі пластичність і демпфувальна здатність, а також електроізолююча властивість.

Муфти з неметалевими пружними елементами:

- 1) муфта пружна втулково-пальцева (МПВП);
- 2) муфта з гумовою зірочкою;
- 3) муфта з конічним диском;
- 4) муфта з гумовими сухарями;
- 5) муфта з тороподібною оболонкою.

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

Рухомі муфти призначені для з'єднання валів, які мають значні відносні зміщення, зумовлені компонованням привода машини. До таких муфт належать:

- 1) кулачково-дискові (хрестові);
- 2) шарнірні.

15.6. Керовані муфти

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

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

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

До керованих синхронних муфт належать:

- 1) кулачкові;
- 2) зубчасті зчіпні.

Асинхронні муфти забезпечують плавне з'єднання та роз'єднання обертальних валів у широкому діапазоні кутівих

швидкостей і передаваного навантаження. Завдяки плавному вмиканню вдається запобігти великим прискоренням і шуму. Проте при вмиканні має місце ковзання і, отже, спрацювання деталей машин. Проковзування може відбуватися також у разі перевантажень, муфта при цьому виконує функцію запобіжного пристрою.

До керованих асинхронних муфт належать:

- 1) фрикційні дискові;
- 2) фрикційні конусні.

15.7. Самокеровані муфти

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

- 1) при збільшенні швидкості (муфти відцентрові або граничної швидкості);
- 2) при перевантаженнях (муфти запобіжні);
- 3) при зміні напрямку руху (муфти обгінні, які передають рух тільки в одному напрямку).

Відцентрові муфти використовуються для підвищення плавності пуску; розганяння механізмів і машин, які мають значні моменти інерції, двигунами з малими пусковими моментами.

До запобіжних муфт належать:

- 1) муфти з елементом, що руйнується;
- 2) фрикційні автоматичні нормально замкнені;
- 3) пружинно-кулачкові;
- 4) пружинно-кулькові.

До обгінних муфт належать:

- 1) зубчасто-храпові;
- 2) кулачко-храпові;
- 3) роликові обгінні.

Теми для додаткового самостійного вивчення

1. Конструкції муфт.
2. Розрахунки муфт.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

- 1 Решетов Д. Н. Детали машин. – М. : Машиностроение, 1989. – 496 с.
- 2 Иванов М. Н. Детали машин : учеб. для студентов высш. техн. учеб. заведений. – М. : Высш.шк., 1991. – 383 с.
- 3 Курсовое проектирование деталей машин : уч. пособие для учащихся машиностроительных специальностей техникумов / С. А. Чернавский, К. Н. Боков, И. М. Чернин и др. – М. : Машиностроение, 1988. – 416 с.
- 4 Иосилевич Г. Б. Детали машин. – М. : Машиностроение, 1988. – 368 с.
- 5 Заблонский К.И. Детали машин. – К.: Вища шк., 1985. – 518с.
- 6 Мархель И. И. Детали машин. – М. : Машиностроение, 1977.– 446 с.
- 7 Сборник задач и примеров по курсу деталей машин. – М. : Машиностроение, 1974. – 286 с.
- 8 Приводы машин : атлас конструкций: в 5 ч. Ч. I. Редукторы и мотор-редукторы. Конструкция, параметры и основы конструирования : учеб. пособие / П. Н. Учаев и др. – К. : Вища шк., 2001. – 455 с.
- 9 Дунаев П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. – М. : Высш. школа, 1985. – 415 с.
- 10 Ануриев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя. – М. : Машиностроение, 1982. – Т. 1 – 3.
- 11 Орлов П. И. Основы конструирования : справочно-методическое пособие : в 2 кн. / под ред. П. Н. Учаева. – изд.3-е, испр. – М. : Машиностроение, 1988.

