

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
МИКОЛАЇВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АГРАРНИЙ УНІВЕРСИТЕТ**

Інженерно-енергетичний факультет

Кафедра загальнотехнічних дисциплін

ДЕТАЛІ МАШИН

модуль № 1 «Механічні передачі»: курс лекцій для
здобувачів першого (бакалаврського) рівня вищої освіти
ОПП «Агроінженерія» спеціальності 208 «Агроінженерія»
денної форми здобуття вищої освіти

**МИКОЛАЇВ
2025**

УДК 621.81

Д38

Друкується за рішенням науково-методичної комісії інженерно-енергетичного факультету Миколаївського національного аграрного університету від 18.09.2025 р., протокол № 1.

Укладачі:

О. В. Баранова – асистент кафедри загальнотехнічних дисциплін, Миколаївський національний аграрний університет;

М. С. Комочкін – головний інженер ТОВ «Пульсар ЕКСПО Україна», м. Київ.

Рецензенти:

Г. О. Іванов – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедри загальнотехнічних дисциплін, Миколаївський національний аграрний університет;

Д. Д. Марченко – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедри тракторів та сільськогосподарських машин, експлуатації і технічного сервісу, Миколаївський національний аграрний університет.

© Миколаївський національний аграрний університет, 2025

© Баранова О. В., 2025

ЗМІСТ

Вступ	4
Вступна лекція. Предмет і завдання курсу «Деталі машин»	5
Лекція 1. Загальні питання деталей машин	12
Лекція 2. Пасові передачі	28
Лекція 3. Ланцюгові передачі	39
Лекція 4. Зубчасті циліндричні передачі	50
Лекція 5. Зубчасті конічні передачі	81
Лекція 6. Черв'ячні передачі	87
Література	100

Вступ

Навчальна дисципліна «Деталі машин» є компонентою освітньо-професійної програми підготовки здобувачів першого (бакалаврського) рівня вищої освіти за спеціальністю 208 «Агроінженерія» 20 «Аграрні науки та продовольство» та узгоджується з її метою – підготовка бакалаврів за першим (бакалаврським) рівнем вищої освіти – здатність розв’язувати складні спеціалізовані задачі та практичні проблеми у галузі агропромислового виробництва, що передбачає застосування певних знань та вмінь, технологічних методів та прийомів і характеризується комплексністю та невизначеністю умов; формування знань, умінь та досвіду з принципів дії, будови, основ теорії та методів інженерних розрахунків деталей і вузлів машин загального призначення, правил і норм їхнього конструювання з урахуванням реальних умов роботи та вимог сучасних стандартів, які має продемонструвати здобувач вищої освіти після засвоєння навчальної дисципліни.

Основні завдання вивчення навчальної дисципліни:

- знання і розуміння засад технологічних, фундаментальних та інженерних наук, що лежать в основі галузевого машинобудування відповідної галузі;
- знання та розуміння механіки і машинобудування та перспектив їхнього розвитку;
- здійснювати інженерні розрахунки для вирішення складних задач і практичних проблем у галузевому машинобудуванні;
- обирати і застосовувати потрібне обладнання, інструменти та методи;
- розробляти деталі та вузли машин із застосуванням систем автоматизованого проекту.

Курс лекцій розроблено відповідно до навчального плану підготовки здобувачів першого (бакалаврського) рівня вищої освіти за спеціальністю 208 «Агроінженерія» 20 «Аграрні науки та продовольство» денної форми здобуття вищої освіти.

Вступна лекція. Предмет і завдання курсу «Деталі машин»

Мета дисципліни – дати майбутнім фахівцям знань та практичних навичок вирішувати питання щодо конструювання та розрахунків деталей машин, їх з'єднань, механічних передач, вузлів та механізмів сільськогосподарської техніки.

Як результат вивчення дисципліни здобувач вищої освіти повинен:

Знати: основи теорії та розрахунку деталей і вузлів машин; типові конструкції деталей і вузлів машин, їх властивості та галузь застосування; основи автоматизації розрахунків та конструювання деталей і вузлів машин, елементів машинної графіки й оптимізації проектування.

Вміти: самостійно конструювати вузли машин загального призначення по заданим вихідним параметрам; самостійно підбирати довідникову літературу, стандарти, а також прототипи конструкцій при проектуванні; враховувати при конструюванні вимоги технологічності, економічності, ремонтоздатності, стандартизації, промислової естетики, уніфікації машин, охорони праці, екології; вибирати найбільш відповідні матеріали для деталей машин і раціонально їх використовувати; виконувати розрахунки деталей і вузлів машин, користуючись довідковою літературою і стандартами; оформлювати графічну і текстову конструкторську документацію згідно вимог.

Структурна схема машини



Машина – пристрій для перетворення енергії, матеріалів, інформації.

Двигун – перетворення будь-який вид енергії в механічний рух (двигуни внутрішнього згорання, турбіни, парові машини, електродвигуни, гідропневматичні двигуни).

Передача – призначена для передачі механічного руху від одної частини машини до іншої з перетворенням законів руху, швидкостей, крутних моментів.

Робочий орган – здійснює корисну роботу для якої призначена машина.

Різновидність машин: транспортні, технологічні, обчислювальні, контрольно-обчислювальні.

Транспортні – призначені для транспортування вантажів, сільськогосподарської продукції та інше.

Технологічні – призначені для перетворення матеріалів (верстати, преси, сільськогосподарські машини та інше).

Обчислювальні – ПЕОМ.

Контрольно-обчислювальні – ракети.

Відмінності машини – наявність механічного руху, виконання корисної роботи.

Прилади мають аналогічну структуру, призначені для реєстрації фізичних процесів і технічних вимірів.

Механічні пристрої – призначені для перетворення сил (домкрат).

Загальна наука машинознавства складається з таких розділів:

- матеріалознавства;
- технічне креслення;
- опір матеріалів;
- теорія механізмів і машин;
- деталі машин та основи конструювання;
- конструювання спец. дисциплін;
- технологія машинобудування;
- економіка;
- експлуатація.

Кожна машина складається з деталей, які поділяються на:

- деталі загального призначення (типові);
- деталі спец. призначення.

Деталі загального призначення:

1. З'єднання:

а) нероз'ємні:

- заклепкові;
- зварні;
- пайові;
- клейові.

б) роз'ємні:

- різьбові;
- шпонкові;
- клинові;
- профільні;

- з натягом.

2. Передачі:

а) тертям:

- фрикційні;
- пасові.

б) зачепленням:

- зубчасті;
- черв'ячні;
- ланцюгові;
- гвинт – гайка.

3. Деталі для забезпечення руху (поступального і обертового):

- вали і осі;
- підшипники кочення;
- підшипники ковзання;
- муфти.

4. Деталі для підтримки всіх частин:

- корпусні деталі;
- пружини.

Дисципліна деталі машин – вивчає теорію роботи, методи розрахунку та конструювання типових деталей, методику конструювання.

Основні етапи проектування нових виробів.

Не існує досконалого технічного об'єкту.

Новий виріб повинен бути конкурентоздатним, мати високі

споживчі якості. Проектування нових виробів ґрунтується на наступних видах діяльності людини:

1. Фундаментальні дослідження.
2. Пошукові роботи.
3. Науково-дослідні роботи.
4. Дослідно-конструкторські роботи.

Фундаментальні дослідження – направлені на пошук нових явищ і закономірностей матеріального світу (результат – відкриття).

Пошукові роботи – направлені на використання результатів фундаментальних досліджень в матеріальному виробництві (результат – винахід).

Науково-дослідні роботи – направлені на вивчення закономірності роботи різних пристроїв.

Дослідно-конструкторські роботи – направлені на розробку робочої конструкторської документації для виготовлення нового зразка виробу.

Стадії розробки нових виробів:

1. Технічне завдання.
2. Технічна пропозиція.
3. Ескізний проект – містить можливі варіанти виконання завдання.
4. Технічний проект (основні принципові рішення).
5. Робоча конструкторська документація.

Форми і розміри деталей визначаються згідно критеріїв працездатності; міцність, жорсткість, зносостійкість, теплостійкість, вібростійкість, надійність.

Механічними передачами називаються механізми, які передають енергію від двигуна до робочих органів машини, як правило, з перетворенням руху (зміни швидкості, напрямку або закону зміни руху), зміни сил і моментів. За допомогою механічних передач можна вирішити три основні задачі:

- отримання великих передаточних чисел (зменшення частоти обертання);
- регулювання частоти обертання веденого вала;
- забезпечення потрібної компоновки машини.

Механізми, призначені для збільшення крутного моменту за рахунок зменшення частоти обертання, називаються силовими передачами або трансмісією.

Класифікація і основні характеристики передач.

В самому загальному вигляді передачі можна класифікувати за способом передачі руху:

- передачі зачепленням (вони, в свою чергу, поділяються на передачі з безпосереднім контактом ланок – зубчасті, черв'ячні, гвинт – гайка і передачі гнучким зв'язком – ланцюгові);
- передачі тертям (з безпосереднім контактом – фрикційні і передачі гнучким зв'язком – пасові).

Якщо передача має постійне передаточне число і розташована в закритому корпусі, вона називається редуктором (при зменшенні кутової швидкості обертання) або мультиплікатором (при збільшенні

кутової швидкості). Передачі із змінним передаточним числом поділяються на коробки зміни швидкостей (коробки передач), якщо частота обертання веденого вала змінюється ступінчасто, і варіатори – при плавній зміні передаточного числа.

Основними характеристиками передач є:

- передаточне число;
- потужність, яка передається;
- коефіцієнт корисної дії.

Передаточним числом U передачі називається відношення більшої кутової швидкості до меншої. Передаточне число не може бути менше одиниці.

Механічні передачі можуть бути одноступінчастими і багатоступінчастими. Передаточне число послідовно з'єднаних передач дорівнює добутку передаточних чисел цих передач:

$$U_{ЗАГ}=U_1 U_2 \dots U_n$$

Як відомо з курсу теоретичної механіки, потужність P , яка передається обертальним рухом, дорівнює:

$$P=T\omega$$

де T – крутний момент;

де ω – кутова швидкість.

Відношення потужності P_2 на веденому валу передачі до потужності P_1 на ведучому валу називається коефіцієнтом корисної дії:

$$\eta=P_2 / P_1$$

Загальний ККД багатоступінчастої передачі визначається як добуток

$$\eta= \eta_1 \eta_2 \eta \dots \eta_n$$

Лекція 1. Загальні питання деталей машин.

1. Загальні принципи конструювання.

1.1. Загальні відомості

Метою курсу є вивчення основ розрахунку і конструювання деталей і вузлів загального призначення.

Вимоги до машин і деталей. Відповідно до сучасних тенденцій до більшості машин, що проектується пред'являють наступні загальні вимоги:

- висока продуктивність;
- економічність;
- надійність і довговічність;
- зручність і безпека обслуговування;
- транспортабельність.

При розрахунках, конструюванні і виготовленні машин повинні строго дотримуватися стандарти: державні, галузеві, підприємств (СТП).

Стандарти в максимально можливому ступені наближені до стандартів Міжнародної організації по стандартизації (ISO).

Застосування в машині стандартних деталей і вузлів зменшує кількість типорозмірів, забезпечує взаємозамінність, що дозволяє швидко і дешево виготовляти нові машини, а в період експлуатації полегшує ремонт.

1.2. Шляхи підвищення якості машин при конструюванні

Конструйована машина – елемент існуючої системи і визначення її експлуатаційних показників здійснюється у взаємозв'язку з

навколишнім середовищем і всього технологічного процесу. Значення того або іншого критерію для даної деталі залежить від її функціонального призначення і умов роботи. Основними критеріями якості машин є наступні показники:

- **продуктивність** – об'єм корисної роботи за одиницю часу. Для робочих машин (машин – знарядь) таким показником є продуктивність;
- **надійність** – вона забезпечується перш за все за рахунок приведення конструктивних рішень у відповідність з навантаженнями, характером взаємодії ланок, можливостями матеріалів. Елементи конструкції повинні бути розраховані на однаковий ресурс;
- **технологічність** виготовлення, збірки і ремонту при мінімальних витратах на виготовлення і ремонт. Це повинно досягатися шляхом максимального використання прогресивних технологій. Забезпечення доступу і можливість застосування механізованого інструменту при збірці та ремонті;
- **стандартизація та уніфікація** дозволяють оцінити ступінь використання стандартизованих виробів і від попередніх моделей, що добре зарекомендували себе в роботі. Рівень уніфікації показує частоту використання деталей, що мають однакову форму і розміри;
- **естетичні** показники відображають відповідність машини вимогам і тенденціям технічної естетики. До них відносяться: зовнішнє оформлення, обробка, забарвлення, компоновка, композиція, пластика форм, відповідність середовищу, стилю та ін.

При створенні машин повинна бути витримано єдність технічного і художнього задуму;

- **патентно-правові** показники дозволяють оцінити ступінь оновлення технічних рішень, використаних в конкретній машині, їх патентну чистоту і патентний захист;

- **ергономічні** показники відображають відповідність параметрів органів керування психофізичним і антропометричним даним оператора, зручність обслуговування, рівень вібрацій і звукової потужності;

- **металоємність** характеризує застосування профільного прокату, заміна чорних і кольорових металів на пластмаси і композитні матеріали;

- **рентабельність** машини — це оптова ціна, повна собівартість, тобто швидке відшкодування всіх витрат на виготовлення, експлуатацію і принесення прибутку;

- **екологічність машини**, характеризує систему людина-машина-середовище з погляду рівня шкідливих дій експлуатованих машин на природу;

- **безпека**, характеризує особливості конструкції машини, забезпечуючи безпечні умови експлуатації для обслуговуючого персоналу.

1.3. Структура машин

Будь-яку машину (автомобіль, верстат, корабель та ін.) можна представити як технічну систему, що складається з ряду неподільних при даному розгляді технічних об'єктів. Основними технічними

об'єктами машин є: двигун, передача, робочий орган, корпус і система курування (рис. 1.1).

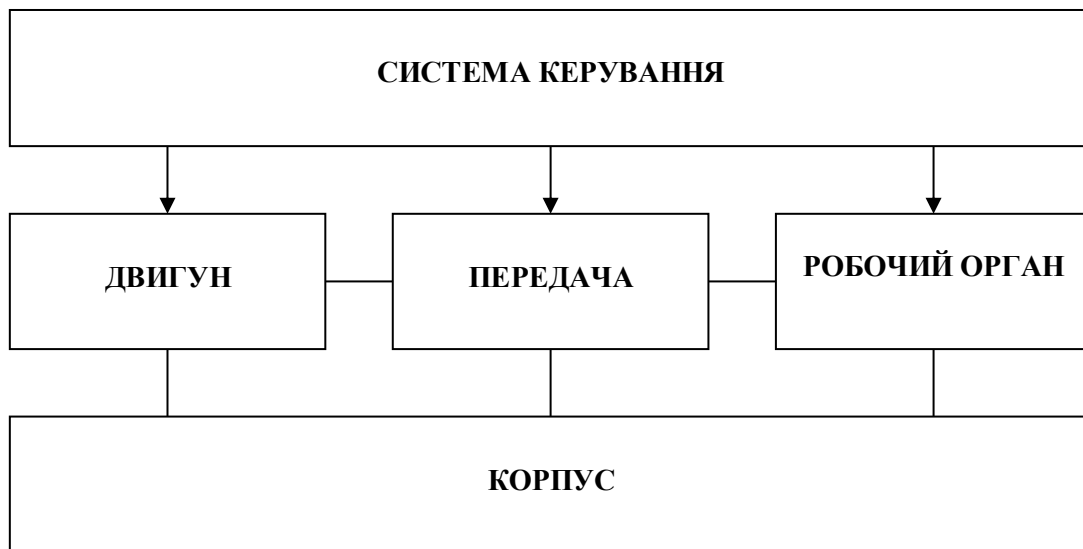


Рис. 1.1. Схема структури машини

В якості двигуна можуть застосовуватися: електродвигуни, двигуни внутрішнього згорання, парові або газові турбіни. Найширше застосування знайшли електродвигуни. В порівнянні з іншими двигунами вони володіють поряд переваг: меншою масою і габаритами, високий коефіцієнт корисної дії (0,96...0,98), високий ступінь їх стандартизації, зручність компоновки, екологічна чистота при роботі, вони випускаються в широкому діапазоні потужностей і частот обертання, прості в обслуговуванні. До недоліків можна віднести незручність підведення енергії: потрібні кабелі або дроти.

Двигуни внутрішнього згорання можуть працювати на бензині, дизельному паливі, газі. Вони можуть працювати автономно, тому знайшли широке застосування на транспорті, а також в місцях де відсутня електроенергія. В порівнянні з електродвигунами вони мають серйозні недоліки: більш низький ККД (менше 0,5), мають складнішу

конструкцію і систему керування, забруднюють навколишнє середовище вихлопними газами.

Парові і газові турбіни застосовуються в енергетиці, авіації, на морських і річних судах. Вони виготовляються з великою потужністю і з високою частотою обертання вала. В порівнянні з іншими двигунами вони складні в керуванні та експлуатації, мають найнижчий ККД (менше 0,2).

Переважна більшість двигунів проектується для роботи на постійній частоті обертання вала, оскільки в цьому випадку вони мають максимальний ККД, мінімальну витрату палива або енергії. Для виконавчого механізму більшості машин потрібні різні частоти обертання, величини крутного моменту, закони руху (коливальний, поворотно-поступальний), передача обертання від одного двигуна декільком робочим органам та ін. Для отримання потрібного режиму роботи робочого органу між ним і двигуном встановлюють передачу. В машинобудуванні широке застосування знайшли механічні передачі: зубчасті (циліндричні, конічні), черв'ячні, ланцюгові, пасові, фрикційні. Вони застосовуються у вигляді передач з постійними параметрами руху (редуктори) або з тими, що змінюються (коробки швидкостей, варіатори).

Робочі органи можуть бути різноманітні залежно від функціонального призначення машини. Це може бути барабан стрічкового транспортера, колеса автомобіля або трактора та ін. Конструкція і розрахунок робочих органів розглядається в спеціальних курсах.

Всі елементи машини розміщуються в корпусі. Конструкція корпусу і вимоги, що пред'являються до нього, залежать від

призначення машини. Корпус верстата (станина) служить тільки для розміщення складових елементів машини, а корпуси автомобілів, морських і річних судів для розміщення елементів машини, пасажирів і вантажу. Конструкція і розрахунок корпусних деталей машин вивчаються в спеціальних дисциплінах. Окремий корпус мають двигуни і передачі, які конструюються і розраховуються одночасно з проектуванням двигунів і передач.

1.4. Загальні принципи конструювання машин

Для оцінки якості знов сконструйованої машини введено поняття технологічності, є одним з основних показників якості конструювання.

Технологічність – поняття комплексне, оскільки повинне враховувати вимоги виготовлення, ремонту і експлуатації.

В правильно сконструйованій машині деталі повинні бути виконані з точністю, що забезпечує збірку і надійність роботи при комплектації будь-якими деталями, що поступають зі складу готової продукції. Якість збірки залежить від кваліфікації персоналу: чим гірше сконструйована машина, тим вища повинна бути кваліфікація складальника і, навпаки, при грамотно сконструйованій машині кваліфікація складальника може бути низькою. При збірці для визначення правильності положення деталей можуть застосовуватися контрольні штифти, які повинні розташовуватися не симетрично, інакше можна деталь поставити в переверненому вигляді. Застосування принципу байдужої збірки виключає можливість помилки і підвищує продуктивність складальних операцій,

звільняючи складальника від витрати часу на вибір правильного положення деталі.

Необхідно уникати установки декількох деталей з натягом по одному діаметру. Необхідність просмикувати декілька деталей через посадочну поверхню ускладнює монтаж і демонтаж і викликає небезпеку пошкодження поверхонь. Якщо збірка деталей автоматична, то доцільно застосовувати ступінчасті вали, оскільки збірка ведеться з одного боку валу. Якщо збірка ручна, то її можна вести з двох сторін. В цьому випадку обробка вала і ступиць спрощується, число номінальних розмірів, номенклатура ріжучого і вимірювального інструменту зменшується, а кожна деталь йде на своє посадочне місце без пошкодження сусідніх поверхонь.

Необхідно забезпечити зручне підведення монтажного інструменту і можливість застосування механізованого інструменту до кріпильних деталей. Головки болтів повинні бути зафіксовані від прокручування і випадання їх в осьовому напрямі. Найраціональнішим є застосування шпильок.

Система збірки робить великий вплив на конструкцію машини та її технологічні і експлуатаційні характеристики. В машинах з подовжньою і поперечною осями симетрії можливі дві основні системи збірки: осьова, при якій деталі збираються в осьовому напрямі, і радіальна, при якій деталі збираються в поперечному (радіальному) напрямі. При виборі системи збірки слід враховувати зручність огляду, перевірки і регулювання вузлів.

При осьовій збірці порожнини стику (роз'єм) перпендикулярні до подовжньої осі. В цьому випадку відливання корпусу проста, механічна обробка зручна, оскільки оброблювані поверхні мають

циліндричну форму. Внутрішні порожнини добре ущільнюються. Вал входить в корпус в осьовому напрямі. Осьову збірку доцільно застосовувати в тих випадках, коли ради створення міцної і легкої конструкції (транспортні машини) можна піти на деякі експлуатаційні незручності. Недоліки осьової збірки: збірка агрегатів складна, перевірка і регулювання осьових зазорів скрутна, складений огляд внутрішніх частин машини.

При радіальній збірці корпус складається з двох частин: корпусу (нижньої частини) і кришки (верхньої частини). Збірка і розбирання машини дуже зручна: можна відрегулювати осьові зазори, зручний огляд внутрішніх порожнин. Проте ущільнення стику корпусу і кришки пов'язано з деякими утрудненнями. Пружні прокладки застосовувати не можна, щоб не порушити циліндричність посадочних гнізд підшипників, тому необхідне притирання поверхонь стику і застосування герметизуючих сумішів. Для огляду внутрішніх частин машини в корпусі необхідно передбачити оглядові лючки.

1.5. Види розрахунку деталей машин

Машина або її складові елементи (двигун, передача, робочий орган, корпус, система керування) не розраховуються на міцність як такі, а розглядаються як що складаються з окремих деталей, які можуть розраховуватися на міцність, жорсткість, зносостійкість та за іншими критеріями.

В машинобудуванні існує два методи розрахунку: проектний і перевірочний. Основу складає проектний розрахунок, оскільки конструктору в першу чергу необхідно знати розміри деталей, які витримали б діючі навантаження і забезпечили необхідну

жорсткість. Послідовність проектного розрахунку наступна:

- визначаються навантаження, які діятимуть в конструйованому елементі машини;
- вибирається матеріал для виготовлення деталі з урахуванням основного критерію працездатності і, якщо необхідно, зміцнюючі технології;
- визначаються допустимі напруження або запаси міцності;
- призначається основний конструктивний розмір, на підставі якого будуть, визначені всі розміри деталі;
- іноді в розрахунковий вираз може входити декілька конструктивних параметрів, тоді вони можуть бути виражені через безрозмірні коефіцієнти і основний параметр;
- розраховується основний розмір, і визначаються інші конструктивні розміри деталі або вузла, і приводяться до стандартних розмірів.

Після розробки конструкції повинен бути проведений перевірочний розрахунок, оскільки при конструюванні можуть відбутися зміни розмірів, форми деталі та ін. Порядок перевірочного розрахунку приблизно наступний:

- реальна конструкція замінюється розрахунковою схемою;
- визначаються місця навантажень, якщо необхідно, розподілені навантаження замінюються зосередженими, приводяться до певних точок;
- намічаються небезпечні перетини, тобто перетини в яких може відбутися поломка;
- визначається розрахункове значення напружень або

коефіцієнта запасу втомної міцності та їх значення порівнюються з допустимими.

1.6. Машинобудівні матеріали

Конструювання будь-якого елемента машини починається з вибору матеріалу оскільки він багато в чому визначає надійність, термін служби і економічні показники машини. Слід мати на увазі, що вартість матеріалів складає значну частину вартості машини (у верстатах вартість матеріалів складає 65...70%, у вантажопідйомних машинах – 70...75%). Металоємність вітчизняних машин і устаткування вище зарубіжного на 30...200%. На одиницю продукції машинобудування в середньому витрачається матеріальних ресурсів в 1,5 разів більше, ніж в провідних капіталістичних країнах. В деяких випадках на підприємствах до 40% металу йде в стружку. При виготовленні деталей необхідно прагнути малої металоємності, для чого застосовувати профільний прокат, штамповані або зварні заготовки, щоб до мінімуму звести операції різанням.

Зменшення маси машин означає зниження витрат металу і вартості виготовлення. Це особливо важливо при масовому виробництві. Але зменшення маси конструкції не повинне стати самоціллю – не повинні знижуватися міцність, жорсткість і надійність машини. Порівняльні вагові якості машин однакового призначення прийнято оцінювати показником питомої ваги, що є відношенням маси машини до основного параметра. Цей показник враховує ступінь конструктивної досконалості машини, ступінь застосування легких сплавів і неметалічних матеріалів.

Основними машинобудівними матеріалами є сталь, чавун,

сплави кольорових металів, пластмаси, композитні матеріали. За змістом вуглецю сталі діляться на низьковуглецеві, що містять вуглець до 0,25%, середньовуглецеві – 0,25...0,6%, високовуглецеві – 0,6...2%. Леговані сталі розрізняють за змістом легуючих присадок на низьколеговані до 2...2,5%, середньолеговані із змістом присадок 2,5...10% і високолеговані із змістом присадок більше 10%. Присадки додають особливі властивості: жароміцність, корозійну стійкість та ін.

1.7. Критерії працездатності і розрахунку деталей машин

Працездатність деталей машин оцінюють за одним або декількома критеріями, вибір яких **обумовлений умовами роботи** і характером можливого руйнування. Такими критеріями є: міцність, жорсткість, зносостійкість, теплостійкість, вібростійкість.

Міцність. Найважливішим критерієм працездатності всіх деталей є міцність, тобто здатність деталі чинити опір руйнуванню або виникненню пластичних деформацій під дією навантажень, прикладених до неї. Методи розрахунків на міцність вивчають в курсі опір матеріалів. У розрахунках на міцність велике значення має правильне визначення розрахункових навантажень і напружень, що допускаються. Підвищити міцність можна шляхом вибору раціональної форми поперечного перетину деталі, усунення концентраторів напружень, ведення поверхневого зміцнення.

Жорсткість. Жорсткістю називають здатність деталі чинити опір зміні форми і розмірів під навантаженням.

Зносостійкість. Зносостійкістю називають властивості матеріалу чинити опір зношуванню. Під зношуванням розуміють процес руйнування і відокремлення матеріалу з поверхні твердого

тіла при терті, що виявляється в поступовій зміні розмірів або форми.

Знос (результат зношування) знижує міцність деталей, змінює характер сполучення, збільшує зазори в рухомих з'єднаннях, викликає шум.

Теплостійкість. Теплостійкістю називають здатність конструкції працювати в межах заданих температур протягом встановленого терміну служби. Перегрів деталей під час роботи — явище шкідливе і небезпечне, так як при цьому знижується їх міцність, погіршуються властивість змащувального матеріалу, а зменшення зазорів в рухливих з'єднаннях приводить до заклинювання і поломки. Для забезпечення нормального теплового режиму роботи проводять теплові розрахунки (розрахунки черв'ячних і хвильових передач, підшипників ковзання).

Вібростійкість. Вібрації знижують якість роботи машин, збільшують шум, викликають додаткові напруження в деталях. Особливо небезпечні резонансні коливання.

1.8. Механічні передачі. Кінематичний розрахунок.

Механічною передачею називають механізм, що передає енергію від двигуна до робочого органу машини з перетворюванням параметрів руху. В більшості випадків механічні передачі перетворюють параметри обертового руху, змінюючи модуль або напрям швидкості, а інколи і характер руху (обертовий рух перетворюють у поступальний).

Параметрами руху при обертальному русі є крутний момент T і кутова швидкість ω або частота обертання n , при поступальному русі — сила F і лінійна швидкість v .

Основне призначення механічних передач – це узгодження параметрів руху робочих органів машини з параметрами руху вала двигуна.

Усі механічні передачі поділяються на дві основні групи:

- передачі, що базуються на використанні сил тертя (пасові, фрикційні);
- передачі, що базуються на зачепленні (зубчасті, черв'ячні, ланцюгові, гвинтові).

У свою чергу, передачі тертям та передачі зачепленням можуть здійснювати безпосереднім дотиканням ведучого та веденого елементів передачі (фрикційні, зубчасті, черв'ячні) і за допомогою проміжної гнучкої ланки – так звані передачі гнучким зв'язком (пасові, ланцюгові).

Більш детальна класифікація механічних передач буде розглянута нижче щодо вивчення конкретних видів передач.

Основні характеристики передач: потужність P_1 на вході і P_2 на виході, Вт; швидкохідність, яка виражається частотою обертання n_1 на вході і n_2 на виході, об/хв або кутовими швидкостями ω_1 і ω_2 , рад/с.

Коефіцієнт корисної дії (ККД)

$$\eta = P_2 / P_1 \quad \text{або} \quad \eta = 1 - P_r / P_1, \quad (2.1)$$

де P_r – втрати потужності в передачі.

Передаточне відношення

$$i = \omega_1 / \omega_2 = n_1 / n_2. \quad (2.2)$$

При $i > 1$, тобто, $n_1 > n_2$ – передача знижуюча і називається **редуктор**. При $i < 1$, тобто, $n_1 < n_2$ – передача підвищуюча, або **мультиплікатор**.

Передачі виконують з постійним або змінним передаточним відношенням. Регулювання, тобто зміна передаточного відношення може бути ступінчастим і безступінчастим. Ступінчасте регулювання виконують за допомогою коробок швидкостей із зубчастими колесами, пасових передачах з ступінчастими шківами та ін.; безступінчасте регулювання – за допомогою фрикційних або ланцюгових варіаторів.

Механічні передачі ступінчастого регулювання володіють високою працездатністю і тому знаходять широке застосування. Механічні передачі безступінчастого регулювання володіють меншим навантаженням здатності та мають менше розповсюдження. Їх застосовують в основному для малих потужностей (до 10...15 кВт).

У розрахунках механічних передач зустрічають такі параметри, як колова швидкість та колова сила. Колова швидкість v – це лінійна швидкість точок оберткової ланки передачі, розміщених на відстані $d_1 / 2$ або $d_2 / 2$ від осі обертання:

$$v = v_1 = v_2 = \omega_1 d_1 / 2 = \omega_2 d_2 / 2. \quad (2.3)$$

Колова сила F_t – це сила, що діє на ланку передачі, спричиняючи її обертання або створюючи опір обертанню, і напрямлена по дотичній до траєкторії (кола) руху точки її прикладання:

$$F_t = F_{t1} = F_{t2} = 2T_1 / d_1 = 2T_2 / d_2. \quad (2.4)$$

При розрахунку передач часто використовують наступну залежність між параметрами: вираз потужності P , Вт, через колову силу F_t , Н, і колову швидкість v , м/с, колеса, шківа, барабана та ін.:

$$P = F_t v / 10^3; \quad (2.5)$$

вираз обертаючого моменту T , Нм, через потужність P , Вт, і

кутову швидкість ω , рад/с:

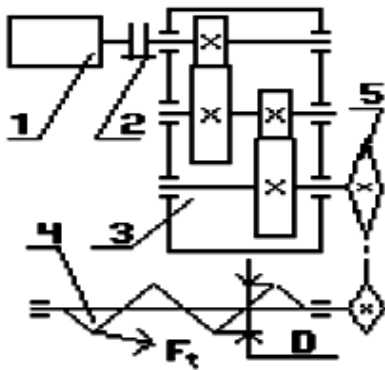
$$T = P / \omega, \text{ де } \omega = \pi / 30; \quad (2.6)$$

зв'язок між обертаючими моментами на одному T_1 і другому T_2 валах через передаточне відношення i і ККД η в ланці передачі між цими валами у напрямі потоку потужності:

$$T_2 = T_1 \cdot i \cdot \eta. \quad (2.7)$$

У приводах машин можуть застосовуватись кілька послідовно розміщених механічних передач 1 – 4 (рис. 2.1). У цьому разі загальне передаточне число i привода та його ККД визначаються за наведеними нижче формулами:

$$\omega_2 = \omega_1 / i_1; \quad \omega_3 = \omega_2 / i_2 = \omega_1 / (i_1 i_2); \quad \omega_4 = \omega_3 / i_3 = \omega_1 / (i_1 i_2 i_3).$$



Загальне передаточне число привода

$$i = \omega_1 / \omega_4 = i_1 i_2 i_3.$$

Отже, загальне передаточне число привода, що складається з кількох механічних передач, дорівнює добутку передаточних чисел його складових передач, тобто

$$i = i_1 i_2 \dots i_n. \quad (2.8)$$

Зв'язок між потужностями на окремих валах привода (рис. 2.1) запишемо у вигляді

$$P_2 = P_1 \eta_1; \quad P_3 = P_2 \eta_2 = P_1 \eta_1 \eta_2; \quad P_4 = P_3 \eta_3 = P_1 \eta_1 \eta_2 \eta_3.$$

Відповідно ККД всього приводного механізму

$$\eta = P_4 / P_1 = \eta_1 \eta_2 \eta_3.$$

ККД привода, що складається з кількох механічних передач, дорівнює добутку ККД всіх його складових передач, тобто

$$\eta = \eta_1 \eta_2 \dots \eta_n. \quad (2.9)$$

Питання і завдання для контролю знань

1. У чому полягає зміст понять проєктування і конструювання?
2. Назвіть послідовність етапів створення технічних об'єктів?
3. Назвіть основні види виробів і охарактеризуйте їх.
4. Які види конструкторських документів передбачені стандартом?
5. Дайте визначення деяких графічних і текстових конструкторських документів.
6. Які основні загальні вимоги до машин і їхніх елементів?
7. Що таке працездатність машини і які критерії її характеризують?

Лекція 2. Пасові передачі.

2.1. Загальні відомості

Пасова передача (рис. 2.1) складається з двох шківів, закріплених на валах, і паса, що охоплює шківів. Навантаження передається силами тертя виникаючими між шківів та пасом внаслідок його натягнення.

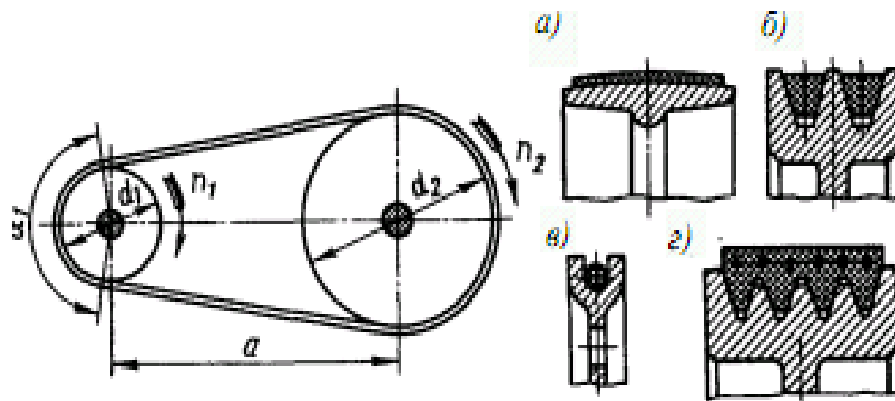


Рис. 2.1. Схема пасової передачі

Залежно від форми поперечного перетину паса розрізняють: плоскопасові (рис. 2.1, а), клинові (рис. 2.1, б), круглопасові (рис. 2.1, в), поліклинові (рис. 2.1, г). Найбільше застосування в машинобудуванні мають клинові і поліклинові паси. Передачу з круглим пасом застосовують в приводах малої потужності (настільні верстати, прилади).

Різновидом пасової передачі є передача із зубчастим пасом, передаюча навантаження шляхом зачеплення паса зі шківів.

Переваги.

1. Простота конструкції.
2. Можливість передачі руху на значні відстані (до 15 м).

3. Можливість роботи з високими частотами обертання.
4. Плавність і безшумність роботи.
5. Пом'якшення вібрацій і поштовхів.
6. Оберігання механізмів від перевантажень за рахунок можливості проковзування паса (до передач із зубчастим пасом ця властивість не відноситься).

Недоліки.

1. Великі радіальні розміри.
2. Мала довговічність паса.
3. Великі навантаження на вали і підшипники.
4. Непостійність передаточного числа.

Застосування. Пасові передачі застосовують в більшості випадків для передачі руху від електродвигуна, коли по конструктивних міркуваннях міжосьова відстань a не повинна бути достатньо великою, а передаточне число i може бути не строго постійним (приводи верстатів, конвейєрів, дорожніх і будівельних машин та ін.). Передачі із зубчастим пасом можна застосовувати і в приводах, вимагаючих постійного значення i .

Потужність, що передається пасовою передачею, звично до 50 кВт, хоча може досягати 2000 кВт і більше. Швидкість паса $v = 5...50$ м/с, а у високошвидкісних передачах до 100 м/с і вище.

Обмеження потужності і швидкості викликане великими габаритами передачі, погіршенням умов роботи паса, малими значеннями довговічності і ККД.

2.2. Основні геометричні співвідношення пасових передач

1. Міжосьова відстань a пасової передачі (рис. 2.2) визначає в основному конструкція приводу машини. Рекомендують:

для плоскопасової передачі

$$a \geq 1,5(d_2 + d_1), \quad (2.1)$$

для клинопасової і поликлинової

$$a \geq 0,55(d_2 + d_1) + h, \quad (2.2)$$

де d_1 і d_2 — діаметри шківів; h — висота перетину паса.

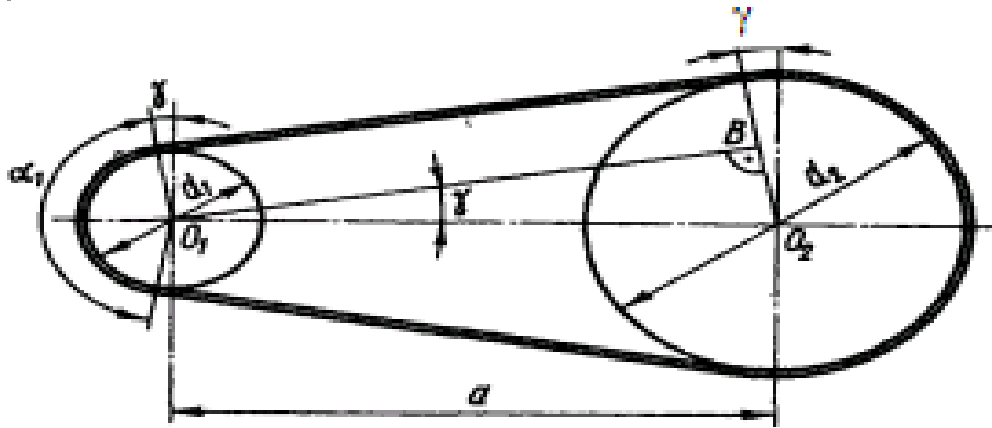


Рис. 2.2. Геометричні параметри пасової передачі

2. Розрахункова довжина паса L_p дорівнює сумі довжин прямолінійних ділянок і дуг обхвату шківів

$$L_p = 2a + 0,5\pi(d_2 + d_1) + 0,25(d_2 - d_1)^2 / a, \quad (2.3)$$

По знайденому значенню із стандартного ряду вибирають найближчу більшу розрахункову довжину паса L_p . При з'єднанні кінців довжину паса збільшують на 30...200 мм.

3. Міжосьова відстань при остаточно встановленній довжині паса L_p

$$a = \frac{1}{8} \left\{ 2Lp - \pi(d_2 + d_1) + \sqrt{[2Lp - \pi(d_2 - d_1)]^2 - 8(d_2 - d_1)^2} \right\}, \quad (2.4)$$

4. Кут обхвату паса малого шківa

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ (d_2 - d_1) / a, \quad (2.5)$$

Для передачі пасом рекомендують $\alpha_1 \geq 150^\circ$, клиновим або поли клиновим $\alpha_1 \geq 110^\circ$.

2.3. Сили в передачі

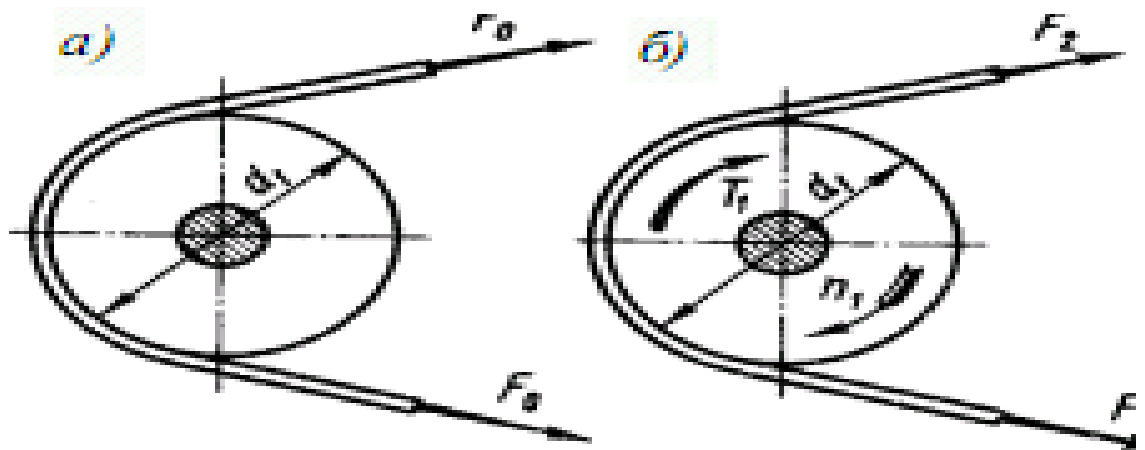


Рис. 2.3. Сили у вітках паса

Для створення тертя між пасом і шківом після установки створюють попереднє натягнення силою F_0 . Чим більше F_0 , тим вище тягова здатність передачі. В стані спокою або холостого ходу передачі кожна вітка паса натягнута однаково з силою F_0 (рис. 2.3, a).

При прикладенні робочого обертаючого моменту T_1 відбувається перерозподіл сил натягування у вітках паса: ведуча вітка додатково натягається до сили F_1 , а натягнення відомої вітки

зменшується до F_2 (рис. 2.3, б). З умови рівноваги моментів зовнішніх сил щодо осі обертання

$$-T_1 + F_1 d / 2 - F_2 d_1 / 2 = 0,$$

або $F_1 - F_2 = F_t,$ (2.6)

де $F_t = 2 \cdot 10^3 T_1 / d_1$ - **колова сила** на шківе, Н.

Загальна геометрична довжина паса не залежить від навантаження і під час роботи передачі залишається незмінною. Додаткове подовження ведучої вітки компенсується рівним скороченням і вітки. Отже, наскільки зростає сила натягнення ведучої вітки паса, настільки же знижується сила натягнення відомої вітки, тобто

$$\begin{aligned} F_1 &= F_0 + \Delta F & F_2 &= F_0 - \Delta F, \\ F_1 + F_2 &= 2F_0. \end{aligned} \quad (2.7)$$

Вирішуючи спільно рівняння (1.6) і (1.7), одержуємо

$$F_1 = F_0 + F_t / 2; \quad F_2 = F_0 - F_t / 2. \quad (2.8)$$

2.4. Напруження у вітках пасової передачі

Найбільші напруження діють у ведучій вітці паса. Вони складаються із напруження розтягу σ_1 , згину $\sigma_{зг}$ і напруження від відцентрових сил σ_v (σ_v – напруження від відцентрових сил при швидкості $v < 25$ м/с незначні і не враховуються при розрахунку).

Напруження розтягу σ_1 можна представити у вигляді

$$\sigma_1 = \frac{F_0}{A} + \frac{F_t}{2A} = \sigma_0 + \frac{\sigma_F}{2}, \quad (2.9)$$

де $\sigma_F = F_t / A$ – корисне напруження; σ_0 – напруження від попереднього

натягнення.

Як було встановлене раніше, корисне напруження можна представити як різницю напружень ведучої та відомої віток: $\sigma_F = \sigma_1 - \sigma_2$.

В тій частині паса, що обхватує шків, виникають напруження згину $\sigma_{зг}$ (рис. 2.4).

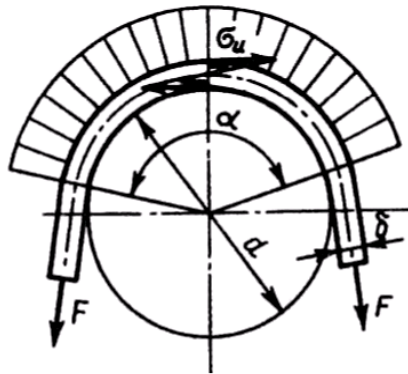


Рис. 2.4

За законом Гука

$$\sigma_{зг} = \varepsilon \cdot E,$$

де ε – відносне подовження зовнішніх волокон; E – модуль пружності.

Відомо, що при чистому згині

$$\varepsilon = y / r,$$

Тут y – відстань від нейтрального шару паса; r – радіус кривини нейтрального шару.

Для паса, що обхватує шків, $y = \delta/2$, $r \approx d/2$ (δ – товщина паса).

При цьому $\varepsilon = \delta/d$, а

$$\sigma_{зг} = (\delta / d) E. \quad (2.10)$$

Формула (1.10) дозволяє помітити, що основним чинником, що визначає величину напруження згину, є відношення товщини паса

до діаметра шківів. Чим менше це відношення, тим менші напруження згину в пасі.

Сумарні максимальні напруження у ведучій вітці в місці набігання паса на менший шків

$$\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_{32} = \sigma_0 + \frac{\sigma_F}{2} + \sigma_{32}. \quad (2.11)$$

Епюра розподілу напружень по довжині паса зображена на рис. 2.5.

2.5. Пружне ковзання паса пасової передачі

Дослідження М.Е. Жуковського показали, що в пасових передачах слід розрізнити два види ковзання паса по шківу: *пружне ковзання і буксування*. Пружне ковзання спостерігається при будь-якому навантаженні передачі, а буксування тільки при перевантаженні.

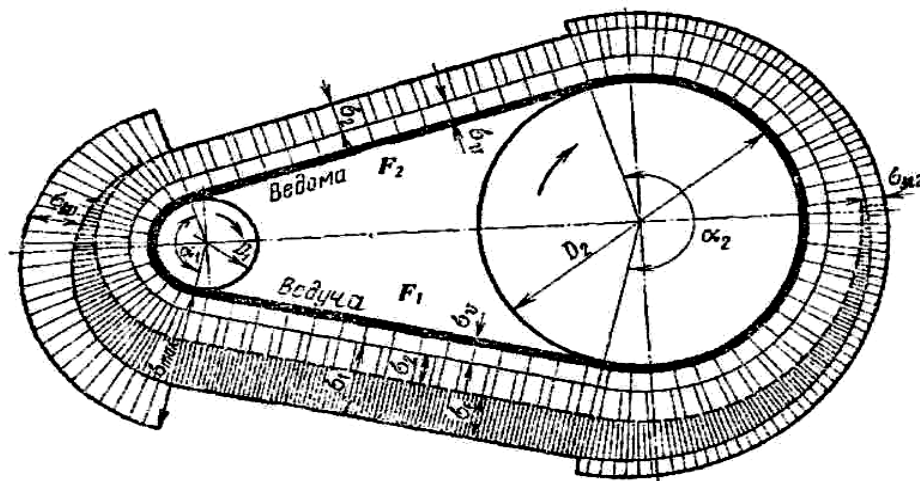


Рис. 2.5

Різниця натягнення відомої та ведучої віток, що створена навантаженням, викликає пружне ковзання в пасовій передачі. При цьому дуги пружного ковзання розташовуються із сторони збігаючої

вітки (рис. 2.6).

Відзначимо деяку ділянку паса довжиною λ в ненавантаженій передачі та потім дамо навантаження (рис. 2.6). При проходженні ведучої вітки відзначена ділянка подовжиться до $(\lambda + \Delta)$, а на відомій скоротиться до $(\lambda - \Delta)$.

Визначаючи колові швидкості шківів по сумісному переміщенню з пасом на ділянках дуг спокою, одержуємо:

для ведучого шківів $v_1 = (\lambda + \Delta) / \Delta t$;

для ведомого шківів $v_2 = (\lambda - \Delta) / \Delta t$,

де Δt – час набігання відзначеної ділянки паса на шківів.

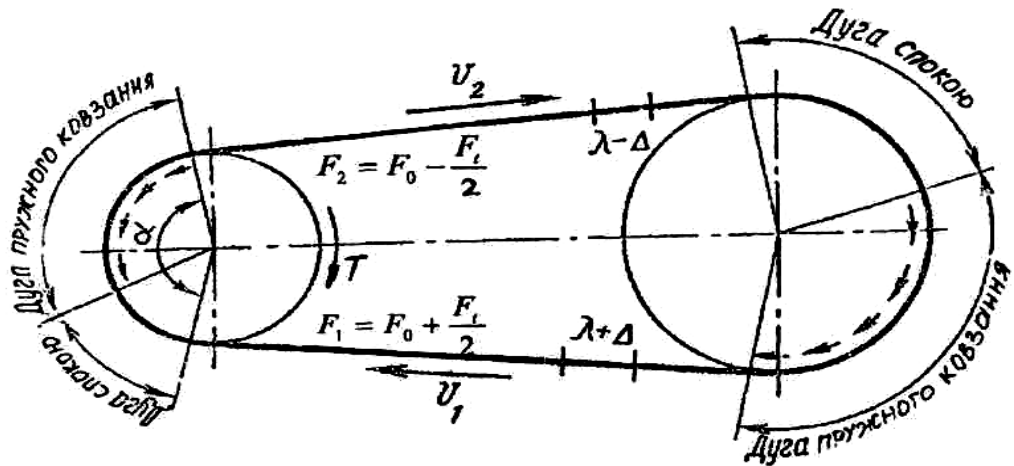


Рис. 2.6

Очевидно, що $v_2 < v_1$. Різниця швидкостей v_1 і v_2 враховується у коефіцієнті ковзання ϵ . За збільшенням навантаження (збільшується Δ) різниця колових швидкостей зростає, а передаточне відношення змінюється.

Пружне ковзання є причиною деякої непостійності передаточного відношення в пасових передачах. При перевантаженні передачі дуга спокою зменшується до нуля, пас починає ковзати по всій поверхні зіткнення з шківом. Таке ковзання отримало назву

буксування. При буксуванні відомий шків зупиняється, а ККД передачі стає рівним нулю.

2.6. Методика розрахунку клинопасової передачі

Обмежене число типорозмірів стандартних клинових пасів дозволило визначити допустиме навантаження для кожного типорозміру паса, а розрахунок передачі звести до підбору типу та числа пасів за таблицями і графіками, приведених за ГОСТ 1284.1-1281.3-80.

Тип і число пасів вибирають і розраховують, використовуючи формулу (1.12) і графіки за ГОСТ 1284.1-1281.3-80. Потужність, що передає пасова передача

$$P = P_0 \cdot K_\alpha \cdot K_H \cdot z, \quad (2.12)$$

де P – потужність передачі; P_0 – потужність, що передається одним пасом в умовах типової (стандартної) передачі ($\alpha=180^\circ$, навантаження рівномірне) – визначається за графіками; K_α – коефіцієнт кута обхвату; K_H – коефіцієнт режиму навантаження; z – число пасів.

У формулі (1.12) передбачається рівномірний розподіл навантаження між всіма пасами передачі. Проте, насправді через різні відхилення в розмірах пасів, канавок шківів ця умова не дотримується. Чим більше число пасів, тим важче отримати їх рівномірне завантаження. Тому рекомендується обмежувати число пасів за умовою $z \leq 8$.

Виконуючи розрахунок, необхідно прагнути, щоб дані параметри лежали в наступних межах:

$$\alpha \geq 120^\circ (90^\circ); \quad i \leq 7(10);$$

$$\nu = v / l \leq 10(20) \text{ с}^{-1} - \text{число пробігів паса.}$$

де v – швидкість; l – довжина паса.

$$2(d_1 + d_2) \geq a; a = 0,55(d_1 + d_2) + h,$$

де h – висота поперечного перетину паса.

Міжосьова відстань a , що рекомендується, слід вибирати за таблицями ДСТУ в залежності від i та d_2 .

Питання і завдання для контролю знань

1. Дайте загальну характеристику пасових передач та їхню класифікацію.
2. Назвіть основні типи привідних пасів, укажіть їхню будову та матеріал.
3. Назвіть основні геометричні параметри пасових передач.
4. Назвіть сили діючі в пасових передачах.
5. Які сили виникають в пасі при роботі передачі?
6. Чому у пасових передачах має місце пружне ковзання паса на шківах?
7. Який зв'язок існує між силою натягу віток паса та корисним навантаженням і попереднім натягом паса?
8. Від яких факторів залежать навантаження на вали пасової передачі?
9. Від яких факторів залежить довговічність привідних пасів?
10. Назвіть основні критерії працездатності пасової передачі.

Лекція 3. Ланцюгові передачі.

3.1. Загальні відомості

Ланцюгову передачу відносять до передач зачепленням з гнучким зв'язком. Вона складається з ведучої і відомої зірочок, що огинаються ланцюгом (рис. 3.1, *а* і *б*).

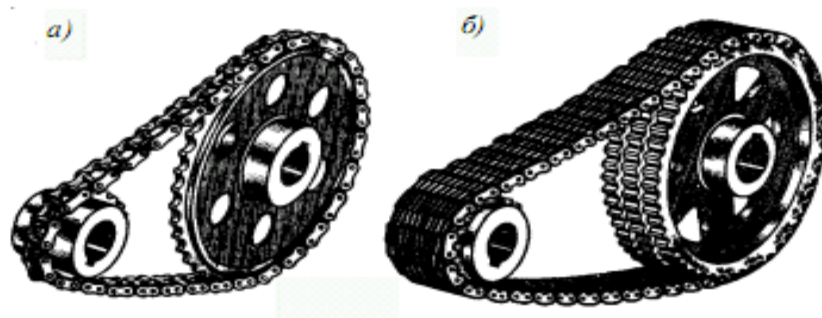


Рис. 3.1. Ланцюгова передача:

а — із роликовим ланцюгом; *б* — із зубчатим ланцюгом

Переваги.

1. В порівнянні із зубчастими передачами ланцюгові передачі можуть передавати рух між валами при значних міжосьових відстанях (до 5 м).

2. В порівнянні із пасовими передачами: більш компактні, можуть передавати великі потужності, вимагають значно меншої сили попереднього натягування, забезпечують постійність передаточного числа (відсутність ковзання і буксування).

3. Можуть передавати рух одним ланцюгом декільком зірочкам.

Недоліки.

1. Значний шум при роботі унаслідок удару ланки ланцюга об зуб зірочки при вході в зачеплення, особливо при малих числах зубців і великому кроці (цей недолік обмежує застосування ланцюгових передач при великих швидкостях).

2. Швидке зношування шарнірів ланцюга; необхідність застосування системи змащування.

3. Подовження ланцюга через знос шарнірів і схід її із зірочок, що вимагає застосування натяжних пристроїв.

Застосування. Ланцюгові передачі застосовують у верстатах, промислових роботах, транспортних, сільськогосподарських та інших машинах для передачі руху між паралельними валами на значні відстані, коли застосування зубчастих передач недоцільне, а пасових неможливо.

Найбільше застосування одержали ланцюгові передачі потужністю до 120 кВт при колових швидкостях до 15 м/с.

3.2. Приводні ланцюги

Приводний ланцюг — головний елемент ланцюгової передачі — складається із сполучених шарнірами окремих ланок. Крім приводних бувають тягові і вантажні ланцюги.

Основні типи стандартизованих приводних ланцюгів: роликові, втулкові і зубчасті.

Роликові приводні ланцюги. Складаються з двох рядів зовнішніх і внутрішніх пластин (рис. 3.1). У зовнішні пластини запресовані осі, пропущені через втулки, запресовані, у свою чергу, у внутрішні пластини. На втулки заздалегідь вільно вдіті

загартовані ролики. При відносному повороті ланок вісь обертається у втулці, утворюючи шарнір ковзання. Зачеплення ланцюгу із зірочкою відбувається через ролик, який, повертаючись на втулці, перекочується по зубу зірочки. Така конструкція дозволяє вирівняти тиск зуба на втулку і зменшити зношування як втулки, так і зуба.

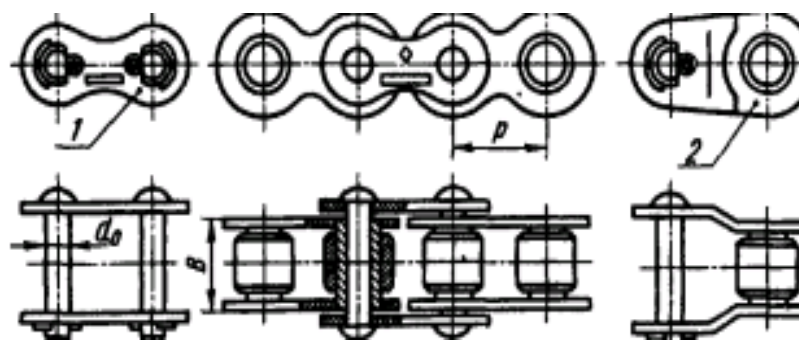


Рис. 3.2. Приводний роликовий однорядний ланцюг:

1 — сполучна ланка: 2 — перехідна ланка

Роликові ланцюги мають широке розповсюдження. Їх застосовують при швидкостях $v \leq 15$ м/с.

Втулкові приводні ланцюги по конструкції подібні роликовим, але не мають роликів, що здешевлює ланцюг, зменшує його масу, але істотно збільшує знос втулок ланцюга і зубів зірочок. Втулкові ланцюги застосовують в невідповідальних передачах при $v \leq 1$ м/с.

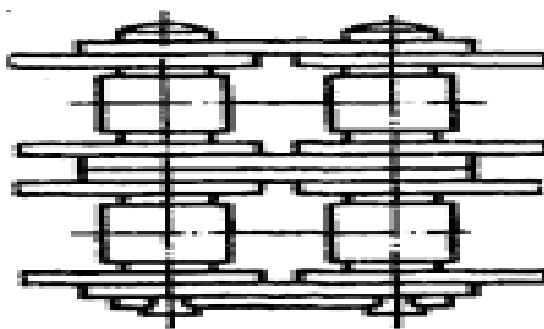


Рис. 23.3. Втулковий приводний дворядний ланцюг

Втулкові і роликові ланцюги виготовляють **однорядними** (рис. 3.2) і **багаторядними** (рис. 3.3) з числом рядів 2, 3 і 4. Багаторядний ланцюг з меншим кроком дозволяє замінити однорядний з великим кроком і тим самим зменшити діаметри зірочок, знизити динамічні навантаження в передачі.

Пластини ланцюга обкреслені контуром, що нагадує цифру 8, який забезпечує рівну міцність пластини у всіх перетинах. Кінці осей розклепують, тому ланки ланцюга нероз'ємні.

З'єднання кінців ланцюга при парному числі його ланок виробляють сполучним ланкою 1, при непарному — перехідною ланкою 2 (див. рис. 3.2), яке менш міцне, ніж основні. Тому прагнуть застосовувати ланцюги з парним числом ланок.

Зубчасті приводні ланцюги складаються із ланок, складених з набору пластин і шарнірно сполучених між собою (рис. 3.4). Кожна пластина має по два зуба і западину між ними для розміщення зуба зірочки.

Число пластин визначає ширина ланцюга B , яка залежить від потужності, що передається. Робочими гранями є площини пластин, розташовані під кутом 60° . Цими гранями кожна ланка ланцюга вклинюється між двома зубами зірочки, що мають трапецієвидний профіль. Завдяки цьому зубчасті ланцюги працюють більш плавно, з малим шумом, краще сприймають ударне навантаження і допускають вищі швидкості.

Проте в порівнянні з іншими зубчасті ланцюги важчі і дорожче. Їх застосовують при швидкостях $v \leq 35$ м/с.

Для усунення бічного спаду ланцюга із зірочок застосовують направляючі пластини 1 (див. рис. 3.4), встановлені у середині або

з боків ланцюга.

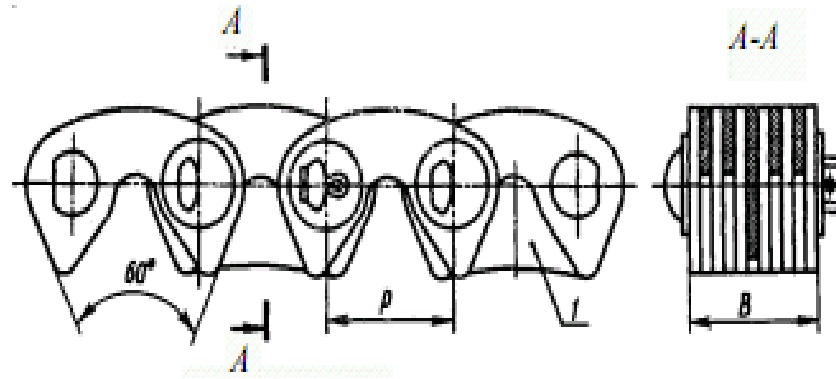


Рис. 3.4. Зубчастий приводний ланцюг

Матеріал ланцюгів. Деталі ланцюга повинні володіти високою зносостійкістю та міцністю. Для пластин використовують сталь 45; 50; 40X; 40XH; 30 ХНЗА; з гартуванням до твердості 34...41 HRC; для валів і втулок – сталь 15; 20; 15X; 20X та ін. при твердості 55...63 HRC; для роликів – ті ж стали при твердості 48...56 HRC.

Крок ланцюга p є основним параметром ланцюгової передачі. Чим більше крок, тим вище здатність навантаження ланцюга, але сильніший удар ланки об зуб у момент набігання на зірочку, менше плавність, сильніший шум, більше знос шарнірів. При великих швидкостях приймають ланцюги з малим кроком.

У швидкохідних передачах при великих потужностях рекомендують ланцюги малого кроку: зубчасті великої ширини або роликові багаторядні.

Максимальне значення кроку ланцюга обмежують частотою обертання малої зірочки за умовою $n_1 \leq n_{1max}$.

3.3. Зірочки

Працездатність ланцюгової передачі в значній мірі залежить від якості виготовлення елементів зірочки, твердості та якості поверхні зубів. Для роликкових і втулкових ланцюгів зуби зірочок профілюють за ГОСТ 591-69, для зубчатих – за ГОСТ 13576-81.

Конструкції зірочок відрізняються великою різноманітністю (рис. 3.5): дискові (а) і зі ступицею; цільні (б) і складові (в). Ведучі зірочки виготовляють із сталі

15; 20 (при ударних навантаженнях) і 15Х; 20Х (при великих колових силах). Для роботи без поштовхів застосовують сталь 45; 45Х; 50; 45Л; 50Л; при необхідності

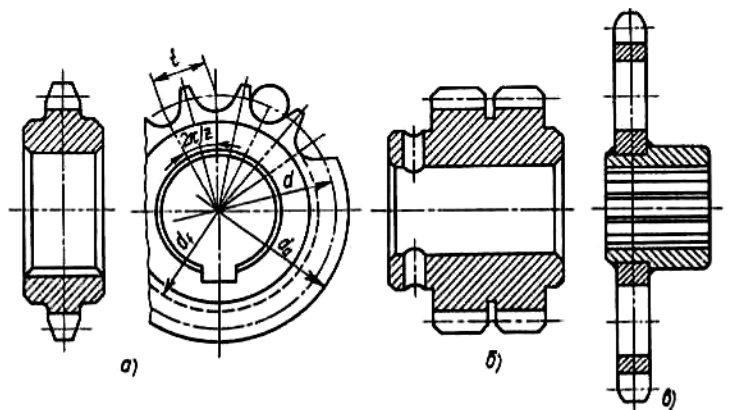


Рис. 3.5

забезпечувати зносостійкість і міцність – 40Х; 45ХН; 45Г2. Для відомих зірочок при коловій швидкості $v < 3$ м/с використовують чавун марки СЧ18, МС28 та ін.

3.4. Передаточне число ланцюгової передачі

З рівності швидкостей ланцюга на зірочках випливає

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}. \quad (3.1)$$

Передаточне число ланцюгової передачі змінюється в межах повороту зірочки на один зуб, що помітно при малому числі z . Непостійність i не перевищує 1...2 %, але викликає нерівномірність ходу передачі і поперечні коливання ланцюги. Середнє передаточне

число за оборот постійне. Для ланцюгових передач рекомендують $i \leq 7$.

3.5. Основні геометричні співвідношення в ланцюгових передачах

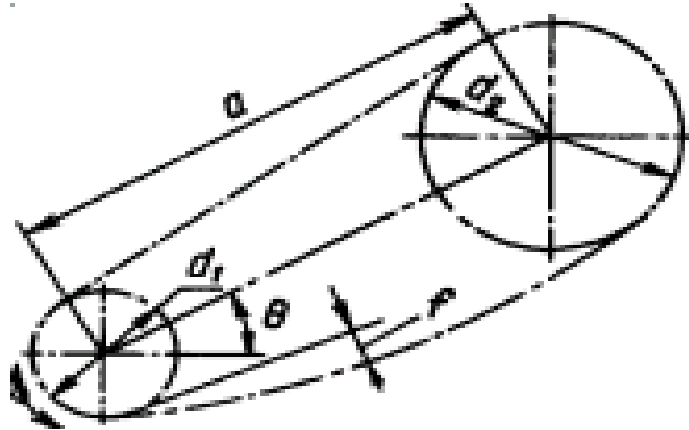


Рис. 3.6. Схема ланцюгової передачі

1. Оптимальну міжосьову відстань передачі (рис. 3.6) приймають з умови довговічності ланцюга

$$a = (30 \dots 50)p. \quad (3.2)$$

де p — крок ланцюга.

2. Довжину ланцюга Lp в кроках обчислюють за формулою

$$Lp = \frac{2a}{p} + \frac{z_2 + z_1}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \frac{p}{a}. \quad (3.3)$$

Довжину Lp ланцюга в кроках (число ланок ланцюга) округляють до цілого парного числа.

3. Міжосьова відстань передачі при остаточно вибраному числі кроків Lp

$$a = \frac{p}{4} \left[Lp - \frac{z_2 + z_1}{2} + \sqrt{\left(Lp - \frac{z_2 - z_1}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right]. \quad (3.4)$$

Для виключення перенатягу ланцюга через неточності виготовлення і монтажу передачі відома вітка повинна мати невелике провисання f , для чого розрахункову міжосьову відстань зменшують на (0,002...0,004) a (рис. 3.6).

3.6. Сили у вітках ланцюга

1. Колова сила F_t , що передається ланцюгом

$$F_t = 2 \cdot 10^3 T / d, \quad (3.5)$$

де d — дільний діаметр зірочки, мм.

2. Попереднє натягнення ланцюга від провисання веденої вітки

$$F_0 = k_f q a g, \quad (3.6)$$

де k_f — коефіцієнт провисання: для горизонтальних передач $k_f = 6$, для нахилених до горизонту до 45° — $k_f = 3$, для вертикальних $k_f = 1$; q — маса 1 м ланцюга, кг/м; a — міжосьова відстань, м; $g = 9,81$ м/с².

2. Натягнення ланцюга від відцентрових сил

$$F_v = q v^2. \quad (3.7)$$

Сила F_v навантажує ланки ланцюга по всьому її контуру, але зірочками не сприймається.

4. Натягнення ведучої вітки ланцюга працюючої передачі

$$F_1 = F_t + F_0 + F_v. \quad (3.8)$$

5. Натягнення відомої вітки ланцюга F_2 дорівнює більшому з натягнень F_0 або F_v .

Унаслідок того, що шарнір збігаючої ланки ланцюга впирається в зуб, сила F_2 не передається на ланки, розміщені на зірочці.

3.7. Розрахунок передачі із роликів привідним ланцюгом
Критерії працездатності. Основним критерієм працездатності ланцюгових передач є довговічність ланцюга, що визначається зношуванням шарнірів. За основу прийнятий розрахунок ланцюгових передач, забезпечуючий зносостійкості шарнірів ланцюга. При цьому ланцюги володіють достатньою міцністю.

Довговічність приводних ланцюгів по зношуванню складає 8...10 тис. г роботи.

Розрахунок передачі. Здатність навантаження ланцюга визначають з умови: середній тиск p_u в шарнірі ланки ланцюга не повинен перевищувати того, що допускається $[p]_u$,

$$p_u = F_t K_e / A \leq [p]_u, \quad (3.9)$$

де F_t — колова сила, що передається ланцюгом; A — площа проекції опорної поверхні шарніра: для роликів ланцюгів $A = d_0 B$ (d_0 — діаметр осі, B — довжина втулки); K_e — коефіцієнт експлуатації (при оптимальному a)

$$K_e = K_d K_z K_\theta K_{pez} K_p \quad (3.10)$$

де K_d — коефіцієнт динамічності навантаження: при рівномірному навантаженню $K_d = 1$ (стрічкові, ланцюгові конвейєри), при поштовхах $K_d = 1,2...1,5$ (металоріжучі верстати, компресори); K_z — коефіцієнт способу змазування: при безперервному змащуванні $K_z = 0,8$, при регулярному краплинному $K_z = 1$, при періодичному $K_z = 1,5$; K_θ —

коефіцієнт нахилу передачі до горизонту (кут нахилу отримують із компоновки привода); $K_{рег}$ — коефіцієнт способу регулювання натягнення ланцюга: при регулюванні положення осі однієї із зірочок $K_{рег} = 1$, при регулюванні відтяжними зірочками або нажимними роликками $K_{рег} = 1,1$, для нерегульованої передачі $K_{рег} = 1,25$; K_p — коефіцієнт режиму роботи: при однозмінній роботі $K_p = 1$, при двозмінній $K_p = 1,25$, при тризмінній $K_p = 1,45$.

Попереднє визначення кроку роликового ланцюга (мм):

$$p \geq 28 \sqrt[3]{\frac{K_e T_1}{v z_1 [p]_u}}, \quad (3.11)$$

де v — коефіцієнт числа рядів, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по рядах ланцюга: для однорядного ланцюга $v = 1$, дворядного $v = 1,7$, трирядного $v = 2,5$; $[p]_u$ — допустимий тиск в шарнірах ланцюга, Н/мм².

Питання і завдання для контролю знань

1. Назвіть переваги та недоліки ланцюгових передач.
2. Які типи приводних ланцюгів мають практичне застосування?
3. Охарактеризуйте будову роликів та зубчастих ланцюгів.
4. У яких випадках використовують багаторядні роликові ланцюги?
5. Назвіть основні геометричні параметри ланцюгових передач.
6. Назвіть основні причини виходу з ладу ланцюгових передач.
7. Які види розрахунків передбачають для ланцюгових передач з метою забезпечення їх надійності та тривалої роботи?

Лекція 4. Зубчасті циліндричні передачі.

4.1. Загальні відомості та класифікація

Принцип дії зубчастої передачі заснований на зачепленні пари зубчастих коліс (рис.4.1).

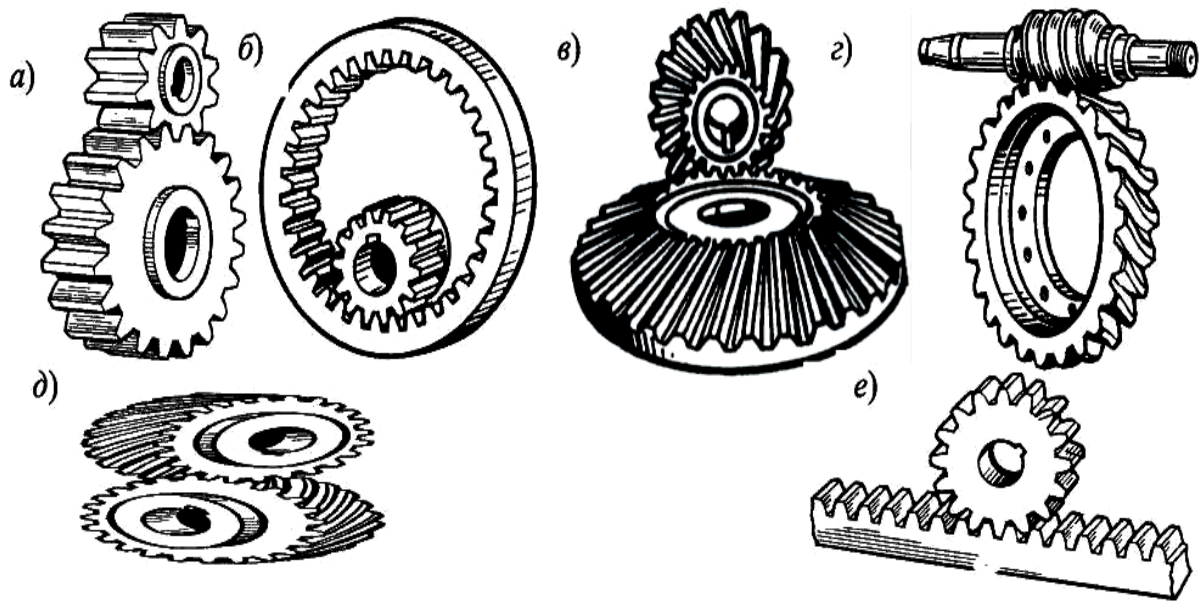


Рис. 4.1

За розташуванням осей валів розрізняють: передачі із паралельними осями, які виконують із циліндричними колесами зовнішнього або внутрішнього зачеплення (рис. 4.1, а, б), передачі із валами, осі яких перетинаються, – конічні (рис. 4.1, в), передачі із валами, осі яких перехрещуються, – черв'ячні (рис. 4.1, г), циліндричні гвинтові (рис. 4.1, д). Крім того, застосовують передачі між зубчастим колесом і рейкою (рис. 4.1, е).

По розташуванню зубів на колесах розрізняють передачі: прямозубі та косозубі. За формою профілю зуба розрізняють: евольвентні та із круговими зубами. Найбільш поширений

евольвентний профіль зуба, запропонований Ейлером в 1760 році. Він володіє поряд технологічних та експлуатаційних переваг. Круговий профіль запропонований М.Л. Новиковим в 1954 році. Цей профіль володіє підвищеною здатністю навантаження, проте дуже вимогливий до мастила.

Оцінка та застосування. Основні переваги зубчастих передач: висока здатність навантаження і, як наслідок, малі габарити; велика довговічність та надійність роботи (до 30000 годин); високий ККД – до 0,97...0,98 в одному ступені; постійність передаточного відношення (відсутність проковзування); можливість застосування в широкому діапазоні швидкостей (до 150 м/с), потужностей (до десятків тисяч кВт) і передаточних відношень (до декількох сотень і навіть тисяч).

До недоліків зубчастих передач можна віднести підвищені вимоги до точності виготовлення, шум при великих швидкостях, високу жорсткість, що не дозволяє компенсувати динамічні навантаження. Проте наведені недоліки не знижують істотної переваги зубчастих передач перед іншими. Внаслідок цього зубчасті передачі знайшли найширше розповсюдження у всіх галузях техніки.

Зі всіх перерахованих різновидів зубчастих передач найбільше розповсюдження мають передачі із циліндричними колесами, як найпростіші у виготовленні та експлуатації, надійні і малогабаритні. Конічні, гвинтові та черв'ячні передачі застосовують лише в тих випадках, коли це необхідно за умов компоновки машини.

4.2. Геометричні та кінематичні параметри

Менше із пари зубчастих коліс називають *шестернею*, а більше –

колесом. Термін «зубчасте колесо» є загальним. Параметрам шестерні приписують індекс 1, а параметрам колеса – 2 (рис. 4.2) Крім того, розрізняють індекси, що відносяться: w – до початкової поверхні або кола; b – до основної поверхні або кола; a – до поверхні або кола вершин і головок зубів; f – до поверхні або кола западин і ніжок зубів. Параметрам, що відносяться до ділильної поверхні або кола, додаткового індексу не приписують.

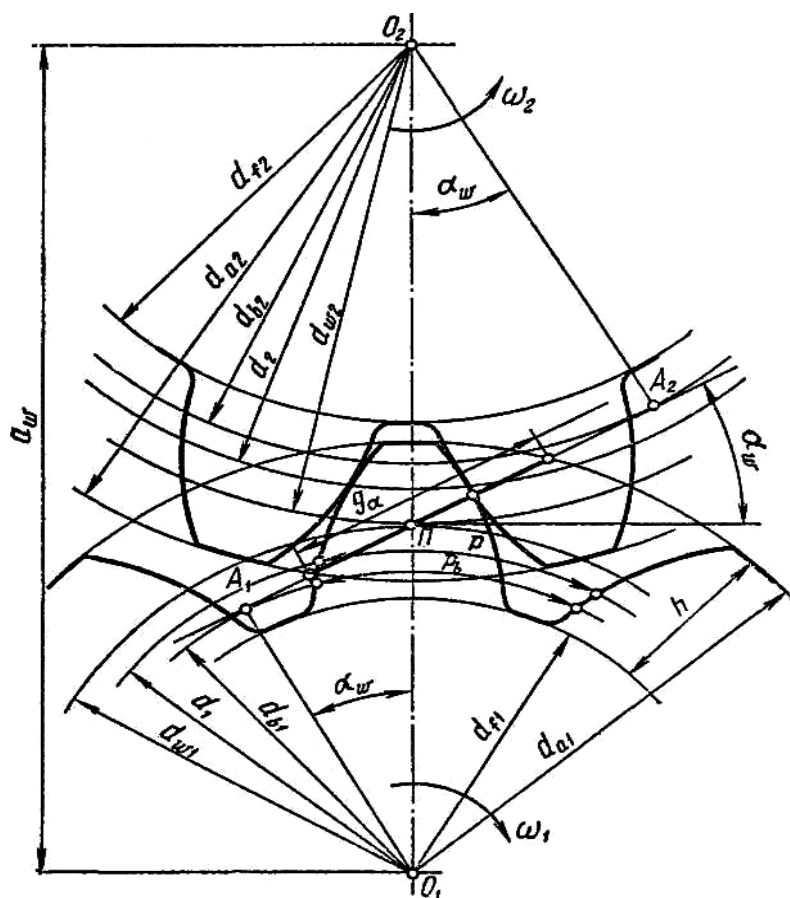


Рис. 4.2

Загальні поняття про параметри пари зубчастих коліс та їх взаємозв'язок простіше всього з'ясувати розглядаючи прямозубі колеса. При цьому особливості косозубих коліс розглядають окремо. Число зубів шестерні і колеса відповідно: z_1 і z_2 . Передаточне число $i = z_2 / z_1$ – відношення більшого числа зубів до меншого, тобто i завжди більше 1,

цей параметр зручний при розрахунках зубчастих пар по контактним напруженням (не плутати з передаточним відношенням i).

Ділильний коловий крок зубів – p (рівний кроку початкової зубчастої рейки); $pb = p \cos \alpha$ – основний коловий крок зубів; α – кут профілю ділильний, рівний куту профілю початкового контуру, стандартне значення $\alpha = 20^\circ$; α_w – кут зачеплення або кут профілю початковий, визначається виразом

$$\cos \alpha_w = (a \cdot \cos \alpha) / a_w.$$

Основна характеристика розмірів зубів – коловий модуль зубів, визначуваний як $m = p/\pi$. Значення модулів стандартизовані в діапазоні 0,05...100 мм.

Основними геометричними параметрами зубчастих коліс є (рис. 4.2):

$d = pz / \pi = mz$ – ділильний діаметр (діаметр кола, по якому обкачується інструмент при нарізуванні);

$d_b = d \cos \alpha$ – основний діаметр (діаметр кола, розгорткою якої є евольвенти зубів);

d_{w1} і d_{w2} – початкові діаметри (діаметри кіл, по яких пари зубчастих коліс обкачуються в процесі обертання):

$$d_{w1} = 2a_w / (i + 1); \quad d_{w2} = 2a_w - d_{w1}.$$

У передачах без зсуву і при сумарному зсуві $\chi_\Sigma = 0$ початкові і ділильні кола співпадають, тобто:

$$d_{w1} = d_1 = mz; \quad d_{w2} = d_2 = mz.$$

Для коліс без зсуву $h = 2,25m$, $d_a = d + 2m$, $d_f = d - 2,5m$; A_1A_2 – лінія зачеплення (загальна дотична до основних кіл); g_a – довжина активної лінії зачеплення (що відсікається колами вершин зубів); Π – полюс

зачеплення (точки дотику початкових кіл і одночасно точки перетину лінії центрів коліс O_1O_2 із лінією зачеплення).

Коефіцієнт торцевого перекриття ε_a і зміна навантаження за профілем зуба. При обертанні коліс лінія контакту зубів переміщується в полі зачеплення (рис. 4.3, а), з якого одна сторона рівна довжині активної лінії зачеплення g_a , а інша – робочій ширині зубчастого вінця b_w .

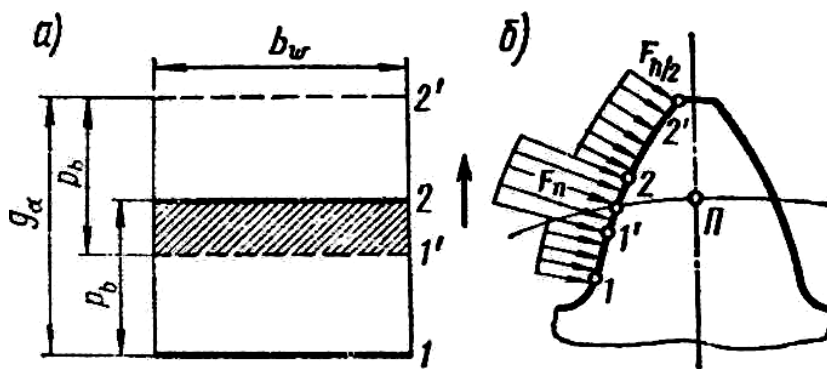


Рис. 4.3

Хай лінія контакту 1 першої пари зубів знаходиться на початку поля зачеплення, тоді при $p_b < g_a$ в полі зачеплення

знаходиться ще і лінія контакту 2 другої пари зубів.

При обертанні коліс лінії контакту 1 і 2 переміщуються в напрямі, вказаному стрілкою. Коли друга пара прийде на межу поля 2', перша пара займе положення 1'. При подальшому русі на ділянці 1'-2 зачіпляється тільки одна пара зубів. Однопарне зачеплення продовжується до тих пір, поки лінія контакту 1' не займе положення 2. У цей момент в зачеплення вступить наступна пара зубів і знову почнеться двохпарне зачеплення.

Розглянемо профіль зуба (рис. 4.3, б). Тут зона однопарного зачеплення 1'...2 розташовується посередині зуба або в районі полюса зачеплення (див. також рис. 1.2). В зоні однопарного зачеплення зуб передає повне навантаження F_n , а в зонах двохпарного зачеплення тільки половину (приблизно) навантаження. Розмір зони однопарного

зачеплення залежить від значення коефіцієнта торцевого перекриття

$$\varepsilon_a = g_a / p_b.$$

За умов безперервності зачеплення і плавності ходу передачі повинно бути $\varepsilon_a > 1$ (розрахунок показаний нижче).

4.3. Точність виготовлення коліс та її вплив на якість передачі

Основними помилками виготовлення зубчастих коліс є: помилка кроку і форми профілю зубів, помилка у напрямі зубів щодо утворюючої ділильного циліндра.

Помилка кроку і профілю порушує кінематичну точність і плавність роботи передачі. В передачі зберігається постійним тільки середнє значення передаточного відношення i . Миттєві значення i в процесі обертання змінюються.

Коливання передаточного відношення особливо небажані в кінематичних ланцюгах, що виконують стежачі, ділильні і вимірювальні функції. В силових швидкохідних передачах з помилками кроку і профілю пов'язані додаткові динамічні навантаження, удари і шум в зачепленні.

Помилки у напрямі зубів в поєднанні з перекосом валів викликають нерівномірний розподіл навантаження по довжині зуба.

Точність виготовлення зубчастих передач регламентується стандартом, який передбачає 12 ступенів точності. Кожний ступінь точності характеризується трьома показниками: 1) *нормою кінематичної точності*, що регламентує найбільшу погрішність

передаточного відношення або повну погрішність кута повороту зубчастого колеса в межах одного обороту (в зачепленні із еталонним колесом); 2) нормою плавності роботи, що *регламентує* циклічні помилки передаточного відношення або кута повороту, що *багато разів* повторюються, в межах одного обороту; 3) нормою контакту зубів, *регламентуючої помилки* виготовлення зубів і збірки передачі, впливаючи на розміри плями контакту в зачепленні (розподіл навантаження по довжині зуба).

Ступінь точності вибирають залежно від призначення і умов роботи передачі, в першу чергу залежно від колової швидкості. Найбільше розповсюдження мають 6, 7, 8 і 9 ступені точності.

Щоб уникнути заклинювання зубів в зачепленні повинен бути боковий зазор. Розмір зазору регламентується видом сполучення зубчастих коліс. Згідно ГОСТ 1643-81 встановлюється шість видів сполучень, що позначаються А, В, С, D, Е, Н, при яких реалізуються по величині гарантовані зазори, і вісім допусків на боковий зазор: х, у, z, а, b, с, d, h. Позначення дані в порядку убутання величини гарантованого зазору і допуску на зазор. Тут х, у, z – додаткові допуски.

Оскільки величина бокового зазору залежить від зміни міжосьової відстані, ГОСТ 1643-81 встановлює шість класів відхилень міжосьової відстані, що позначаються в порядку убутання точності цифрами від I до VI. Наприклад, для сполучень Н і Е відповідає II клас точності міжосьової відстані.

Умовне позначення точності зубчастого колеса включає групу цифр – ступені точності і групу букв – види сполучень і допуски на них. Наприклад: 7-6-7-Bx ГОСТ 1643-81, означає: 7 – ступінь точності

за нормами кінематичної точності; 6 – за нормами плавності; 7 – за нормами контакту; В – вид сполучення, х- вид допуску на сполученні.

Види руйнування зубів. При передачі крутного моменту в зачепленні окрім нормальної сили F_n виникає сила тертя $F_{тр} = F_n f$ (див. рис. 4.4, а), дія якої виявляється при ковзанні профілів. Під дією цих сил матеріал зуба знаходиться в складному напруженому стані. На робочих поверхнях виникають періодичні контактні напруження σ_H , в перетинах зуба – періодичні нормальні напруження згину σ_F . Для кожного зуба ці напруження не є постійно діючими. Вони змінюються в часі по деякому перевчистому віднульовому циклу (рис. 1.4, б).

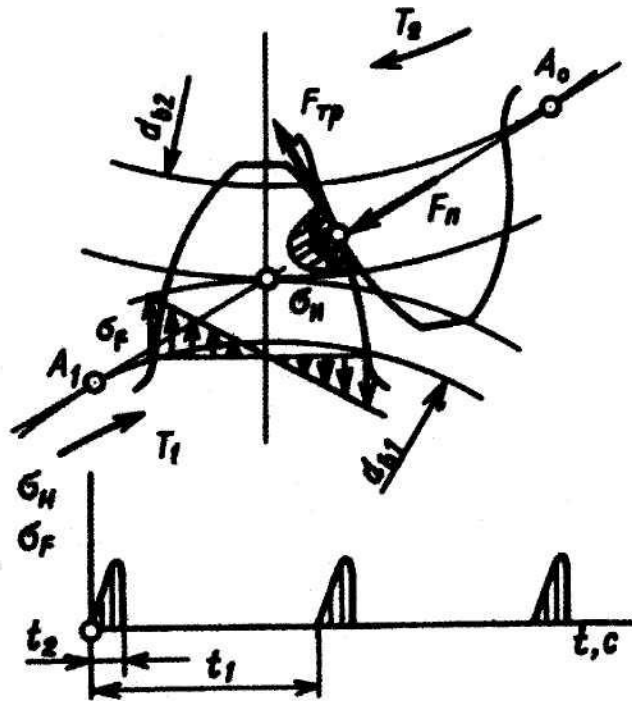


Рис. 4.4

Час дії σ_F за один оборот колеса t_1 дорівнює тривалості зачеплення одного зуба t_2 . Напруження σ_H діє ще менше часу. Цей час дорівнює тривалості перебування в зачепленні даної точки поверхні зуба з урахуванням зони розповсюдження контактних напружень.

Змінність напружень є причиною втомного руйнування зубів: поломки зубів від напруження згину та викришування поверхні від контактних напружень.

Розрізняють два види поломки зубів: *поломка від великих перевантажень* ударної або статичної дії; *втомна поломка*, що походить від дії змінних напружень протягом порівняно тривалого терміну служби. Для попередження втомних поломок особливе значення мають заходи по усуненню концентраторів напружень (рисок від обробки, раковин, тріщин та ін.). *Загальні заходи попередження поломки зубів* – збільшення модуля, позитивний зсув при нарізуванні зубів, термообробка, наклеп, зменшення концентрації навантаження по краях (жорсткі вали, зуби із зрізуючими кутами).

Пошкодження поверхні зубів. Всі види пошкодження поверхні зубів (рис. 1.5) пов'язані з контактними напруженнями і тертям.

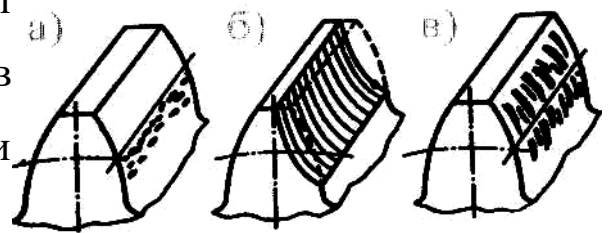


Рис. 4.5

Втомне викришування від контактних напружень (рис. 4.5, а) є основним видом руйнування поверхонь зубів закритих передач, із доброю змазкою.

Викришування (спочатку утворюються оспини, потім раковини) починається поблизу полюсної лінії на ніжках зубів, там, де навантаження передається однією парою зубів, а ковзання і перекочування зубів направлено так, що масло запресовується в тріщини і сприяє викришуванню матеріалу.

Основні заходи попередження викришування: підвищення твердості матеріалу шляхом термообробки; підвищення ступеня

точності, особливо по нормі контакту зубів.

Абразивний знос (рис. 4.5, б) є основною причиною виходу з ладу передач при поганій змазки. Це, як правило, відкриті передачі або погано захищені від пилу закриті передачі. Основні заходи попередження зносу – підвищення твердості поверхні зубів, захист від забруднення, застосування спеціальних мастил.

Заїдання (рис. 4.5, в) спостерігається переважно у високонавантажених і високошвидкісних передачах. В місцях стикання зубів цих передач розвивається висока температура, сприяючи розриву масляної плівки і утворенню металевих контактів. Тут відбувається як би зварювання частинок металу з подальшим відривом їх від менш міцної поверхні. Нарости, що утворилися, задирають робочі поверхні зубів у напрямі ковзання. Заходи попередження заїдання – ті ж, що і проти зносу. Бажано фланкування зубів (зріз верхніх кромek зуба) та інтенсивне охолодження мастила.

Із всіх видів руйнування поверхні зубів найбільш поширено і вивчено викришування. Це дозволило виробити норми допустимих контактних напружень, що знімають викришування протягом заданого терміну служби. Розрахунки по контактних напруженнях, що застерігають викришування, отримали застосування в практиці конструювання.

В сучасній методиці розрахунків з двох напружень σ_H і σ_F в якості основних в більшості випадків прийняті контактні напруження, оскільки в межах заданих габаритів коліс σ_H залишаються постійними, а σ_F можна зменшити шляхом збільшення модуля.

4.4. Розрахунок прямозубих циліндричних передач на міцність

4.4.1. Сили в зачепленні прямозубої циліндричної передачі

Знання сил в зачепленні необхідне для розрахунку на міцність зубів коліс, валів та їх опор. Сили в зачепленні визначають в полюсі Π в зоні однопарного зачеплення (рис. 4.6), тобто в зоні найбільшого навантаження зубів.

Розподілену уздовж лінії контакту зубів навантаження замінімо результуючим вектором F_n в нормальній площині до лінії контакту. Даний вектор розкладається по осях координат в прямозубій передачі в коловому F_t і в радіальному F_r напрямках (рис. 4.6). При заданому крутному моменті T_1 і без урахування сили тертя в зачепленні, матимемо:

$$F_{n1} = F_{n2} = F_n; F_{t1} = F_{t2} = F_t; F_{r1} = F_{r2} = F_r.$$

При цьому колова сила $F_t = \frac{2T_1}{d_{w1}};$

радіальна сила $F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_w.$

Нормальна сила F_n може бути виражена через колову силу, тобто

$$F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha_w}. \quad (4.1)$$

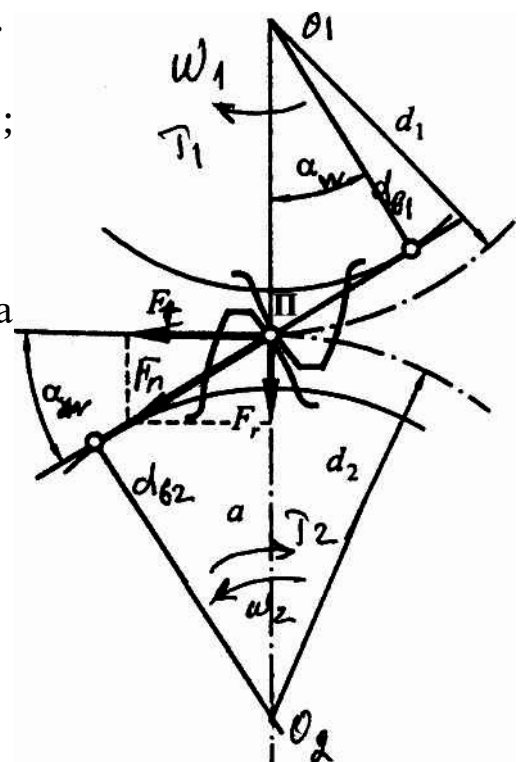


Рис. 4.6

4.4.2. Розрахункове навантаження

При роботі передачі в зубчастому зачепленні виникають додаткові навантаження через помилки виготовлення деталей та їх деформацій або особливих умов експлуатації.

Розрахункове навантаження при визначенні міцності зубів рівне добутку *номінального навантаження* і *коефіцієнта навантаження* $K > 1$.

Коефіцієнт навантаження визначається окремо для контактних напружень K_H і для напружень згину K_F , таким чином:

$$\left. \begin{aligned} K_H &= K_{H\beta} K_{HV} K_{H\alpha} \\ K_F &= K_{F\beta} K_{FV} K_{F\alpha} \end{aligned} \right\}, \quad (4.2)$$

де $K_\beta(K_{H\beta}, K_{F\beta})$ – коефіцієнти, що враховують нерівномірність розподілу навантаження по довжині контактних ліній (їх значення лежать в межах 1,05... 1,2);

$K_V(K_{HV}, K_{FV})$ – коефіцієнти, що враховують додаткове динамічне навантаження, що виникає внаслідок неточності виготовлення коліс (залежно від ступеня точності приймають значення в діапазоні від 1,05 до 1,5);

$K_\alpha(K_{H\alpha}, K_{F\alpha})$ – коефіцієнти, що враховують розподіл навантаження між зубами (в залежності від ступеня точності та колової швидкості, діапазон зміни від 1,02 до 1,1).

Розкриємо зміст вказаних коефіцієнтів.

Коефіцієнти нерівномірності розподілу навантаження по довжині контактних ліній ($K_{H\beta}, K_{F\beta}$). Концентрація виникає внаслідок помилок наряду зубів, пружних деформацій зубів, валів

та їх опор. Внаслідок вказаних причин профілі зубів випробовуватимуть різне навантаження по довжині лінії зіткнення. При навантаженні крутними моментами зуби деформуються і контактують по всій довжині. Навантаження розподілиться по довжині контактної лінії нерівномірно, так переміщення перетинів зуба однакові.

Коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження K_β визначається відношенням q_{max} / q_{cp} і залежить від кута перекоосу, ширини колеса b_w (або $\psi_{b_w d} = b_w / d_1$) і розташування коліс щодо опор.

При проектувальному розрахунку передачі ДСТУ рекомендує визначати коефіцієнти концентрації навантаження $K_{H\beta}$, $K_{F\beta}$ по графіках в залежності від відносної ширини колеса, твердості матеріалу і розташування коліс щодо опор.

Динамічне навантаження в зачепленні (K_{Hv} , K_{Fv}). На величину додаткового динамічного навантаження роблять вплив помилки основного кроку зубів, регламентовані кінематичною точністю, деформації від згину зубів під навантаженням, змінна жорсткість зубів і опор валу на підшипниках кочення, колова швидкість.

Істотну роль у формуванні додаткового динамічного навантаження грають помилки основного кроку зубів і деформація зубів при згині, які викликають ударні навантаження на вході зубів зачеплення (рис. 4.7). Ці навантаження відсутні, якщо контакт зубів відбувається по лінії зачеплення A_1A_2 , а їх основні кроки рівні $p_{b1} = p_{b2}$. Якщо крок зубів шестерні менше кроку зубів колеса, то контакт

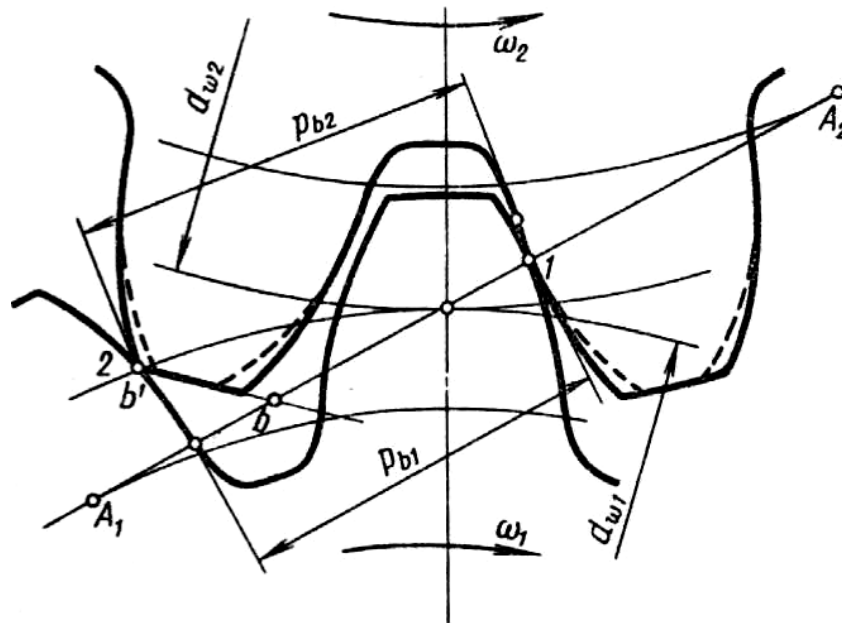


Рис 4.7

виникне в точці b' . Для контакту по лінії зачеплення кроки вирівнюються в результаті деформації, виникає удар і зміна миттєвого передаточного відношення.

Сила удару залежить від величини помилки кроку, жорсткості зубів, колової швидкості та ін. Значення коефіцієнтів в залежності від ступеня точності, твердості зубів і колової швидкості зведені в табличні форми.

4.4.3. Розрахунок прямозубих коліс на міцність

Зубчасті колеса розраховують на контактну і згинальну міцність.

Розрахунок на контактну міцність. За розрахункове положення зубів зчепленої пари приймається торкання зубів в полюсі зачеплення Π (рис. 4.8, a), оскільки викришування поверхонь починається у початковій лінії. Торкання двох евольвентних зубів в процесі розрахунку апроксимуємо торканням двох кругових

циліндрів, радіуси яких рівні радіусам кривини евольвентних профілів в точці їх контакту p_1 і p_2 . Далі використовується формула Герца для випадку контакту 2-х циліндрів, що мають погонне навантаження в зоні контакту q_H . По величині цього навантаження визначаються максимальні контактні напруження і порівнюються з допустимими.

В якості вихідної приймемо формулу Герца:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{q_H}{p_{np}} \cdot \frac{E_{np}}{2\pi(1-\mu^2)}} \leq [\sigma_H]. \quad (4.3)$$

Тут q_H погонне навантаження в зоні контакту, що визначається за виразом:

$$q_H = \frac{F_n}{l_K} K_{H\beta} \cdot K_{HV}, \quad (4.4)$$

де F_n – нормальна сила в зачепленні (за виразом 4.1); $K_{H\beta}$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по лінії контакту; K_{HV} – коефіцієнт, що враховує додаткові динамічні навантаження, які є слідством неточності зубчастих коліс; l_K – довжина контактної лінії в розрахунковому положенні.

Довжина l_K контактної лінії для прямозубої передачі із коефіцієнтом перекриття $2 \leq \varepsilon_\alpha \leq 1$ змінюється в процесі зачеплення, приймаючи два значення: $2 b_w$ – в зоні двопарного зачеплення і b_w – в зоні однопарного зачеплення (рис. 4.8, б).

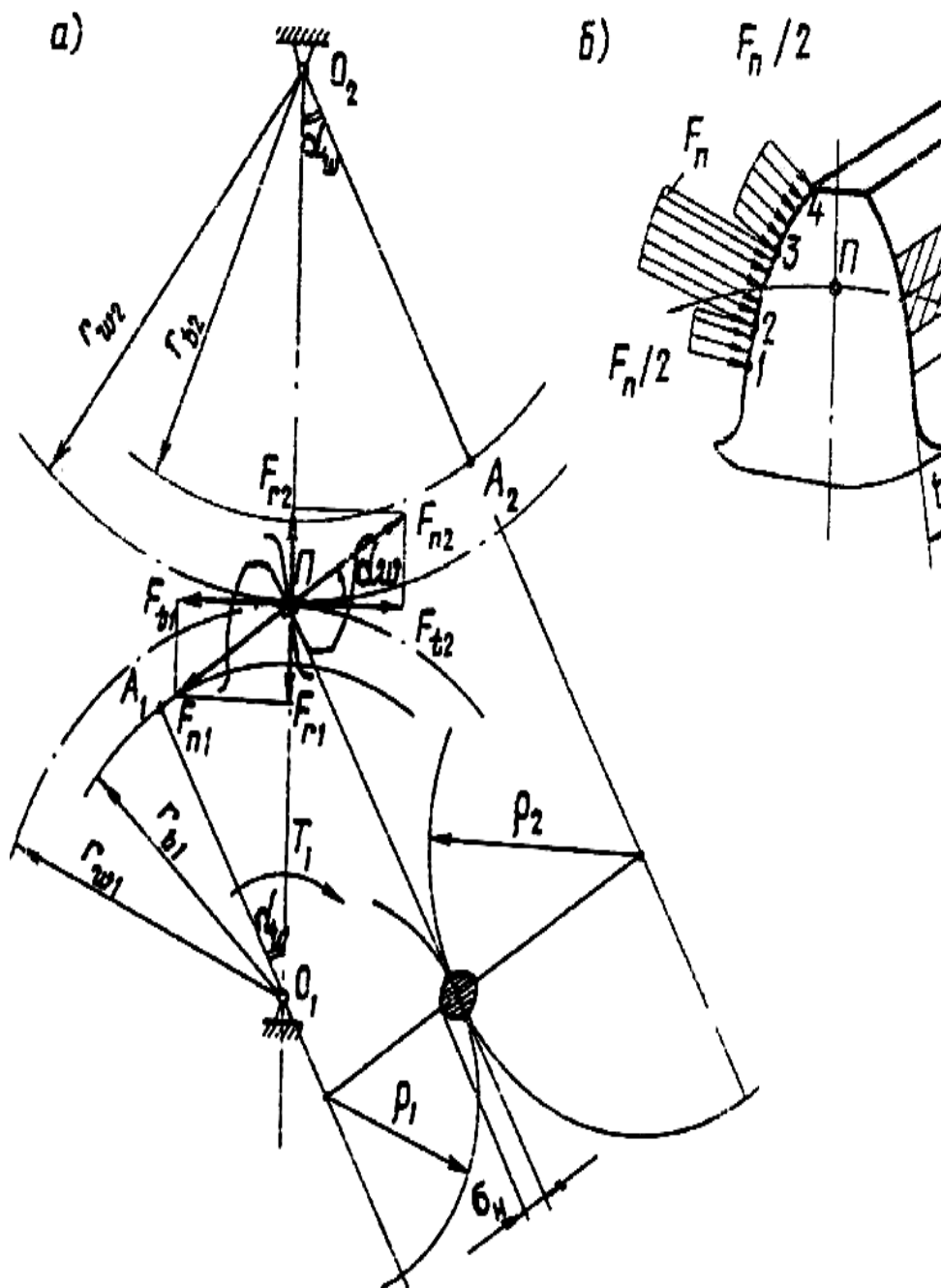


Рис. 4.8

Вираз (4.3) після перетворень матиме вид:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{w_{Ht} \cdot z_\varepsilon^2}{\cos \alpha_w} \cdot \frac{2(i \pm 1)}{d_{w1} \cdot i \cdot \sin \alpha_w} \cdot \frac{E_{np}}{2\pi(1 - \mu^2)}} = \sqrt{\frac{2}{\sin 2\alpha_w}} z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{E_{np}}{\pi(1 - \mu^2)}} \cdot \sqrt{\frac{w_{Ht}(i \pm 1)}{d_{w1} i}} \leq [\sigma_H].$$

Отримаємо

$$\sigma_H = Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_M \sqrt{\frac{w_{Ht}(i \pm 1)}{d_{w1} \cdot i}} \leq [\sigma_H], \quad (4.7)$$

де $Z_H = \sqrt{\frac{2}{\sin 2\alpha_w}}$ – враховує геометрію зачеплення;

$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}}$ – враховує ефект двопарної зони зачеплення;

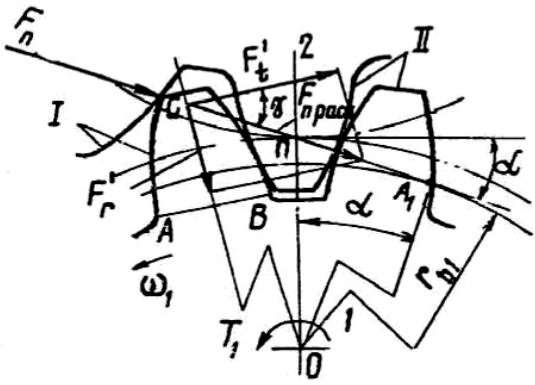
$Z_M = \sqrt{\frac{E_{np}}{\pi(1 - \mu^2)}}$ – враховує властивості матеріалу зубчастих коліс.

Формула (4.7) при підстановці параметрів матеріалів (наприклад, для сталевих зубчастих коліс при $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа і $\mu = 0,3$, величина $z_M = 275$ МПа), придбає наступний вигляд:

$$\sigma_H = K \sqrt{F_t(i + 1) / d_2 b_2 K_{H\alpha} K_{HV} K_{H\beta}} \leq [\sigma_H]. \quad (4.8)$$

Тут допоміжний коефіцієнт $K = 436$ – для прямозубих передач;
 $K = 376$ – для косозубих передач.

Розрахунок на згинальну міцність. У формулі розрахунку σ_H



не враховується число зубів коліс z . Проте, цей параметр вельми важливий і його вплив на міцність розглядається при розрахунку на згинальну міцності.

За розрахункове положення зуба приймають торкання його вершиною (початок або кінець зачеплення), при цьому вважають, що все навантаження сприймається однією парою зубів (рис. 1.8, а), а зачепленням другої пари нехтують.

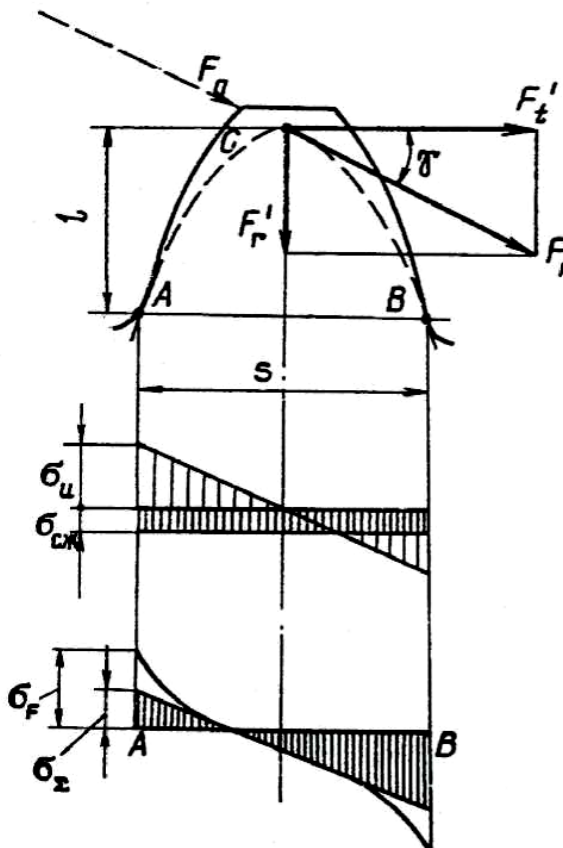


Рис. 4.11

До вершини зуба прикладена нормальна сила F_n (рис. 4.8, б). Введемо поняття *розрахункова нормальна сила* $F_{n \text{ роз}}$, яка рівна

$$F_{\text{роз}} = F_n \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV} = \frac{F_t}{\cos \alpha} K_{F\beta} \cdot K_{FV}. \quad (4.9)$$

Перенесемо цю силу по лінії її дії на ось симетрії зуба і розкладемо на складові F'_t і F'_r (рис. 4.8, б). Одна складова (F'_t) згинає зуб, друга (F'_r) — стискає.

Вважаємо, що зуб є балкою змінного перетину, при цьому максимальні згинальні напруження виникають у підставі зуба. Крім того, у підставі існує концентрація напружень, яка може бути врахована теоретичним коефіцієнтом концентрації α_σ .

Експериментально встановлено, що розвиток втомних тріщин

починається на стороні розтягу, хоча тут сумарні напруження від згину і стиску менше ніж на стороні стискання. Тому розрахункова залежність виводиться для напружень розтягу.

Номінальне сумарне напруження складає

$$\sigma_{\Sigma} = \sigma_{32} - \sigma_{cm} = \frac{M_{32}}{W_{32}} - \frac{F'_r}{A} = \frac{F'_t \cdot l \cdot 6}{b_w \cdot s^2} - \frac{F'_r}{b_w \cdot s}. \quad (4.10)$$

Після ряду перетворень і підстановок можна отримати формулу для визначення максимальних місцевих напружень і записати умову міцності

$$\sigma_F = \sigma_{\Sigma} = \frac{F_t \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV}}{b} \cdot \left(\frac{6 \cdot l \cdot \cos \gamma \cdot m}{s^2 \cdot \cos \alpha} - \frac{\sin \gamma \cdot m}{s \cdot \cos \alpha} \right) = \frac{w_{Ft} \cdot Y_F}{m} \leq [\sigma_H], \quad (4.11)$$

де m – модуль зачеплення; w_{Ft} – питома колова розрахункова сила, віднесена до діаметру ділильного кола; Y_F – коефіцієнт форми зуба, визначений за виразом

$$Y_F = \left(\frac{6 \cdot l \cdot \cos \gamma \cdot m}{s^2 \cdot \cos \alpha} - \frac{\sin \gamma \cdot m}{s \cdot \cos \alpha} \right) \cdot \alpha_{\sigma}. \quad (4.12)$$

Коефіцієнт Y_F залежить від числа зубів z (або для косозубих коліс від еквівалентного числа зубів z_v), коефіцієнта зсуву x початкового контуру і від радіуса викружки у підставі зуба, який визначається формою ріжучої кромки інструменту. Значення величини Y_F для коліс із зовнішніми зубами і стандартним початковим контуром можуть бути визначені по графіках.

Оскільки числа зубів у шестерні і колеса, як правило, різні, тому значення Y_{F1} і Y_{F2} також розрізнятимуться і, відповідно, матимуть різні значення напружень σ_{F1} і σ_{F2} . Допустимі напруження, також можуть виявитися різними для шестерні і колеса. Тому розрахунок по

згинальним напруженням проводять і для шестерні і для колеса за наступними формулами

$$\text{для шестерні } \sigma_{F1} = \frac{w_{F1} \cdot Y_{F1}}{m} \leq [\sigma_{F1}];$$

$$\text{для колеса } \sigma_{F2} = \sigma_{F1} \frac{Y_{F2}}{Y_{F1}} \leq [\sigma_{F2}].$$

4.5. Розрахунок косозубих циліндричних передач. Допустимі контактні і згинальні напруження.

4.5.1. Розрахунок косозубих циліндричних передач

В основі розрахунку косозубих передач на контактну міцність і згин закладені ті ж самі передумови, що і для прямозубих, але є особливості, які враховуються при визначенні нормальної сили в зачепленні, приведеного радіуса кривини, довжини контактної лінії і коефіцієнтів форми зубів. Крім того, доводиться враховувати нерівномірність розподілу навантаження між зубами, оскільки сумарний коефіцієнт перекриття в косозубій передачі приймається більше двох ($\varepsilon_\gamma > 2$). Косозубі колеса виконуються, як правило, без зсуву початкового контуру ($x_1 = x_2 = 0$), тому вся розрахункова залежність відноситься до випадку, коли початкові кола співпадають з ділильними.

Сили в зачепленні косозубих коліс. Рівнодіюча нормальних сил в контакті зубів косозубих коліс вважається прикладеною по середині зубчастого вінця в полюсі зачеплення (рис. 2.1). Силу F_n розкладають на складові: колову F_t , радіальну F_r і осьову F_a . В нормальній площині перетину зуба ($n-n$) силу F_n розкладають на дві складові: дотичну до

ділительних циліндрів силу $F_c = F_n \cos \alpha_n$ і радіальну силу

$$F_r = F_c \operatorname{tg} \alpha_n,$$

де α_n – кут профілю зуба в нормальному перетині (при $x_\Sigma = 0$, $\alpha_n = \alpha$, тобто кут профілю зуба рівний профільному куту початкового контуру).

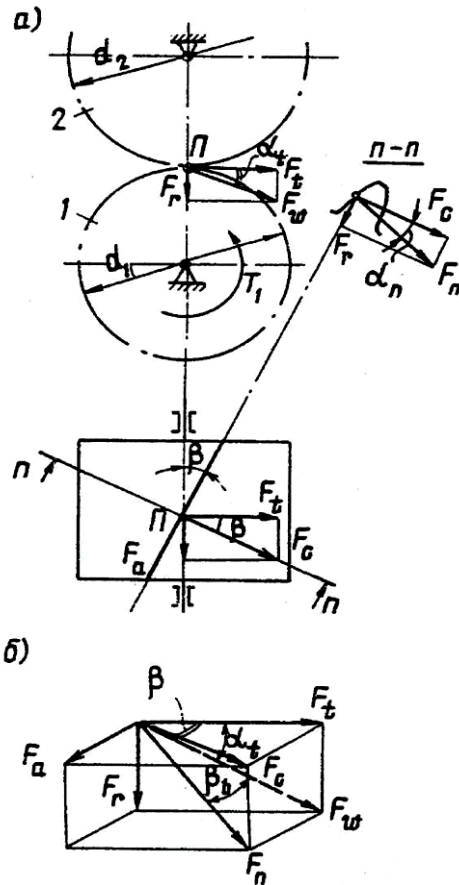


Рис. 4.12

Маємо

$$F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha \cdot \cos \beta}. \quad (4.15)$$

Отримані значення складових нормальної сили використовуються при визначенні реакцій в опорах валів. На рис. 4.12, б – показаний паралелепіпед сил діючих в зачепленні косозубої передачі. Вектор F_w рівний геометричній сумі колової і

радіальної складових і розташований в торцевій площині. Вектори сил F_n і F_w розташовані в площині зачеплення. Кут між ними рівний β_b ($\beta_b < \beta$), тобто куту нахилу зубів на основних циліндрах. В деяких випадках зручніше виразити нормальну силу

F_n через кут β_b , замість β .

Із прямокутних трикутників, утворюваних векторами сил F_a , F_w , F_n і F_t , F_r , F_w , F_n , отримаємо наступне

$$F_n = \frac{F_w}{\cos \beta_b} = \frac{F_t}{\cos \beta_b \cdot \cos \alpha_t}, \quad (4.16)$$

де α_t – кут зачеплення в торцевій площині.

З формули (4.16) виходить, що за інших рівних умов результуюча сила F_n , діюча на зуб в косозубій передачі, буде більше, ніж в прямозубій.

Використовуючи формулу (4.16) для приведенного радіуса кривини, після ряду перетворень отримаємо формулу для обчислення приведенного радіуса кривини в зачепленні косозубої передачі

$$p_{n.пр} = \frac{p_{n1} \cdot p_{n2}}{(p_{n2} \pm p_{n1})} = \frac{d_1 \cdot i \cdot \sin \alpha_t}{2 \cos \beta_b \cdot (i + 1)}. \quad (4.17)$$

З аналізу формули (4.17) виходить, що приведений радіус в косозубій передачі більший, ніж в прямозубій.

Довжина контактної лінії. Параметри косозубої передачі вибираються такими, щоб сумарний коефіцієнт був більше двох, тобто в зачепленні знаходилося не менше двох пар зубів. В косозубих передачах це забезпечується за рахунок того, що сумарний коефіцієнт перекриття ε_γ включає доданок ε_β , що враховує нахил зубів:

$$\varepsilon_\gamma = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta. \quad (4.18)$$

де $\varepsilon_\beta = \frac{b_w}{p_x}$; p_x – осьовий крок.

Як бачимо, із зростанням b_w росте ε_β і відповідно збільшується ε_γ . Лінія контакту на активній поверхні зуба нахилена до початкової лінії. На рис. 4.13, а показане послідовне положення ліній контакту на активній поверхні зуба. На рис. 4.13, б зображена площина зачеплення, в якій знаходяться лінії контакту. Ці лінії контакту переміщуються в

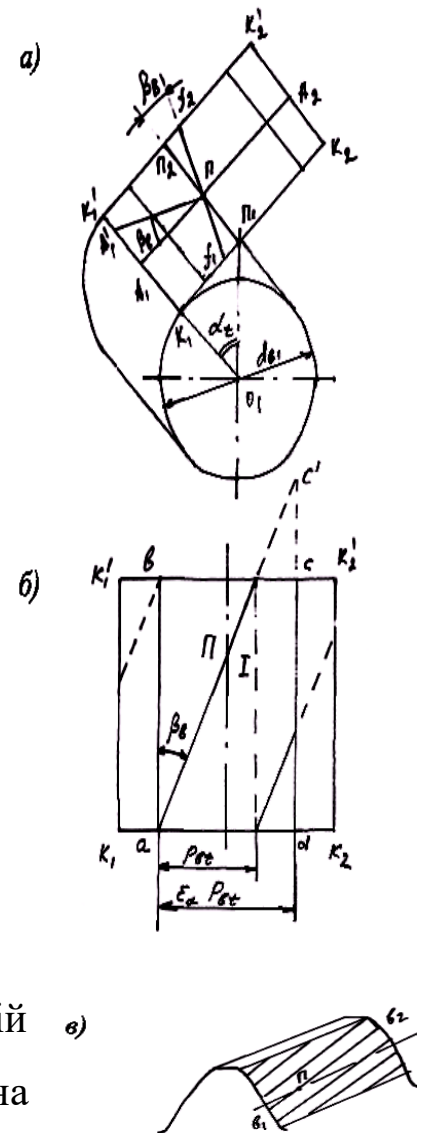


Рис. 4.13

процесі зачеплення по її активній ділянці довжиною $g_a = \varepsilon_\alpha p_{bt}$ (p_{bt} – крок зачеплення в торцевій площині). Параметри передачі прийняті такими, щоб $b_w = p_x$. В цьому випадку в процесі зачеплення сумарна довжина контактних ліній залишається постійною. При переміщенні лінії I вліво вона виходитиме з активної ділянки, зменшуючись в довжині. Але це зменшення компенсуватиметься за рахунок збільшення довжини лінії II контакту другої пари зубів. Постійність сумарної довжини контактної лінії зберігається при ε_α ,

рівному будь-якому цілому числу. В даному випадку сумарна довжина контактної лінії може бути визначена виразом

$$l_k = l_{kI} + l_{kII} = ac' = \frac{b_w \cdot \varepsilon_\alpha}{\cos \beta_b}. \quad (4.18)$$

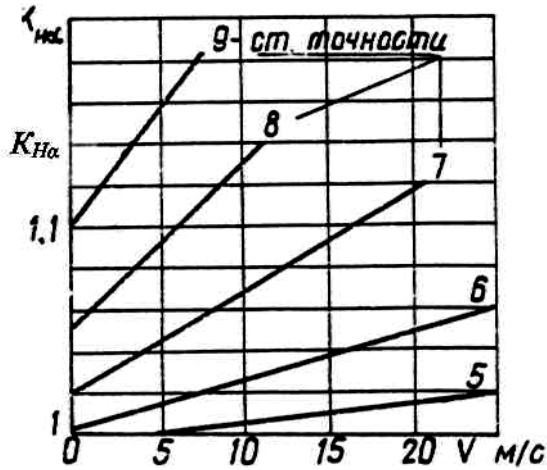


Рис. 4.14

Питоме розрахункове навантаження

q_H . Оскільки в косозубій передачі одночасно знаходяться в зачепленні не менше двох пар зубів, оскільки неминуче порушення пропорційності розподілу зусиль між зубами, визначуваних довжинами ділянок лінії контакту. Тому для обліку нерівномірності розподілу навантаження між зубами вводять коефіцієнт K_{Ha} . Значення коефіцієнта залежать від точності виготовлення коліс і колової швидкості та визначається по графіках рис. 4.14. З урахуванням вищезгаданого, а також формули (4.18) маємо

$$\begin{aligned} q_H &= \frac{F_n}{l_k} \cdot K_{Ha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV} = \frac{F_t \cdot K_{Ha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV} \cdot \cos \beta_b}{\cos \beta_b \cdot \cos \alpha_t \cdot b_w \cdot \varepsilon_\alpha} = \\ &= \frac{F_t \cdot K_{Ha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV}}{b_w \cdot \varepsilon_\alpha \cdot \cos \alpha_t} = \frac{w_{Ht}}{\varepsilon_\alpha \cdot \cos \alpha_t}, \end{aligned} \quad (4.19)$$

де w_{Ht} — розрахункове колове питоме навантаження для косозубої передачі,

$$w_{Ht} = \frac{F_{t1}}{b_w} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV}.$$

Розрахунок косозубої передачі на контактну міцність.

Підставивши у формулу Герца отримані вирази для q_H і p_{np} , а також виконавши ряд перетворень, отримаємо формулу

$$\sigma_H = Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_M \sqrt{\frac{w_{Ht}(i \pm 1)}{d_{w1} \cdot i}} \leq [\sigma_H], \quad (4.20)$$

$$\text{де } Z_H = \sqrt{\frac{2 \cos \beta_b}{\sin 2\alpha_t}}; \quad Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}}; \quad Z_M = \sqrt{\frac{E_{np}}{\pi(1 - \mu^2)}}.$$

Суть коефіцієнтів Z_H , Z_ε і Z_M вказана вище. Для косозубих коліс коефіцієнт $Z_M = 275$ МПа.

Розрахунок косозубої передачі на згинальну міцність. В розрахунку косозубих передач на згинальну міцність в порівнянні із розрахунком прямозубих передач можна відзначити наступні особливості:

- в розрахункові формули підставляється модуль в нормальному перетині ($m_n = m$);

- коефіцієнти форми зубів визначаються за еквівалентними числами зубів $z_{v1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta}$ і $z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta}$;

- коефіцієнт $K_{F\alpha}$, який враховує нерівномірність розподілу навантаження між зубами, визначається за формулою

$$K_{F\alpha} = \frac{4 + (\varepsilon_\alpha - 1)(n - 5)}{4\varepsilon_\alpha},$$

де n – ступінь точності за нормами контакту; якщо $\varepsilon_\alpha < 1$, то приймають $K_{F\alpha} = 1$; якщо $n < 5$, то приймають $n=5$; якщо $n > 9$, то приймають $n=9$;

- введений коефіцієнт Y_β , який враховує вплив кута нахилу зубів на згинальну міцність і визначається за формулою $Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{140}$, де β – в градусах.

При заданому крутному моменті T_1 на шестерні отримаємо

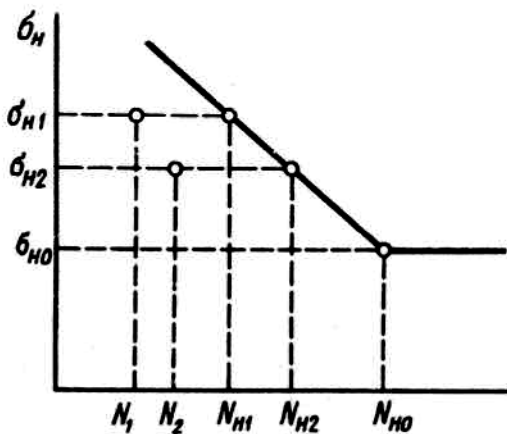
$$\sigma_{F1} = \frac{2T_1 \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV} \cdot Y_{F1} \cdot Y_\beta}{d_1 \cdot b_w \cdot m} \leq [\sigma_{F1}]. \quad (4.21)$$

4.5.2. Допустимі контактні і згинальні напруження

Контактні напруження визначаються за залежністю

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H0}}{S_H} K_{HL}, \quad (4.22)$$

де σ_{H0} – межа контактної витривалості, відповідна базовому числу циклів N_{H0} (рис. 4.15); S_H – коефіцієнт безпеки (коефіцієнт запасу міцності); K_{HL} – коефіцієнт довговічності.



Межа контактної витривалості і базове число циклів в основному залежать твердості активних поверхонь зубів.

Коефіцієнт довговічності K_{HL} враховує вплив терміну служби та режиму навантаження передачі.

Рис. 4.15

Розрахунок K_{HL} ґрунтується на відомій залежності, що виражає криву витривалості $\sigma_{H0}^m \cdot N = C$ (тут C – деяка постійна величина). Для контактних напружень прийнято значення $m = 6$, тому можна записати

$$\sigma_{HO} = \sigma_{H \lim b} \sqrt[6]{\frac{N_{HO}}{N_H}} = \sigma_{H \lim b} \cdot K_{HL}, \quad (4.23)$$

де N_{HO} – базове число циклів; базове число циклів N_{HO} визначається за таблицею. N_H – реальне (фактичне) число циклів зміни контактних напружень.

Тоді коефіцієнт K_{HL} визначається за формулою:

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO}}{N_H}}. \quad (4.24)$$

При $N_H > N_{HO}$ межа контактної витривалості залишається приблизно постійною, тому приймається $K_{HL} = 1$. Верхнє значення K_{HL} , щоб уникнути пластичної деформації та заїдання в зоні контакту обмежують величиною 2,4 (для однорідної структури матеріалу зубів). При поверхневому зміцненні зубів K_{HL} обмежують величиною 1,8. Облік терміну служби дозволяє підвищувати навантаження короткочасно працюючих передач. Розрахунок числа циклів N_H виконується з урахуванням режиму роботи передач.

Розрізняють *режим постійного і змінного навантаження*. На практиці режими із строго постійним навантаженням зустрічаються достатньо рідко. Проте при розрахунках приймають саме постійний режим навіть для невизначених режимів навантаження. В якості розрахункової звичайно розглядають навантаження, відповідне номінальній потужності двигуна.

При постійному режимі навантаження розрахункове число циклів визначається для шестерні і колеса:

$$\begin{aligned} N_H &= 60ncL_h - \text{для нереверсивного навантаження;} \\ N_H &= 30ncL_h - \text{для реверсивного навантаження,} \end{aligned} \quad (4.25)$$

де n – частота обертання шестерні або колеса, об/хв; c – число полюсів

зачеплення, рівне числу коліс, що знаходяться в зачепленні із розрахунковим; L_h – число годин роботи передачі за розрахунковий термін служби, год.

Допустиме напруження визначається окремо для шестерні і колеса. Для прямозубої передачі за розрахункове значення допустимого напруження приймається менше із отриманих.

Для косозубої передачі розрахункове допустиме напруження в першому наближенні, рекомендується приймати для $HB \leq 350$ рівним напівсумі допустимих напружень для шестерні і колеса, тобто

$$[\sigma_H] = \frac{[\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}]}{2}. \quad (4.26)$$

В косозубих передачах доцільно застосовувати високий перепад твердості, тобто виконувати зуби шестерні із твердістю, значно перевищуючій твердість зубів колеса.

Для випадку $HB_1 > 350$ і $HB_2 > 350$ за розрахункове значення для косозубої передачі рекомендується приймати якнайменше із отриманих $[\sigma_{H1}]$ і $[\sigma_{H2}]$, як і для прямозубої передачі.

Допустимі напруження згину визначаються за формулою

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F \lim b}}{s_F} K_{FC} \cdot K_{FL}, \quad (4.27)$$

де $\sigma_{F \lim b}$ – межа витривалості зубів за напруженням згину при базовому числі циклів; K_{FC} – коефіцієнт, що враховує характер навантаження зубів, при односторонньому навантаженні (нереверсивній передачі) $K_{FC} = 1$; при двосторонньому навантаженні $K_{FC} = 0,7 \dots 0,8$ (великі значення K_{FC} – при $HB > 350$); K_{FL} – коефіцієнт довговічності, що враховує число циклів зміни напружень згину:

$$\text{для } \text{HB} \leq 350 \quad K_{FL} = \sqrt[6]{\frac{N_{FO}}{N_F}} \leq 2,0 \quad \text{при } N_F \geq N_{FO} \quad K_{FL} = 1;$$

$$\text{для } \text{HB} > 350 \quad K_{FL} = \sqrt[6]{\frac{N_{FO}}{N_F}} \leq 1,6 \quad \text{при } N_F \geq N_{FO} \quad K_{FL} = 1.$$

В обох випадках приймається базове число циклів $N_{FO} = 4 \cdot 10^6$ для всіх сталей.

Питання і завдання для контролю знань

1. Які основні переваги та недоліки зубчастих передач у порівнянні з іншими передачами?
2. За якими ознаками класифікуються зубчасті передачі?
Дайте класифікацію зубчастих передач за цими ознаками.
3. У чому полягає суть основного закону зачеплення?
4. Чому зубчасті передачі з евольвентним зачепленням мають широке застосування?
5. Що таке полюс зачеплення, лінія зачеплення та кут зачеплення? Що називається кроком та модулем зубів?
6. Які кола зубчастих коліс називають початковими і які ділильними?
7. Як визначається швидкість ковзання зубців у зачепленні?
8. Назвіть основні показники точності функціонування зубчастих передач та охарактеризуйте їх.
9. Які фактори впливають на вибір ступеня точності виготовлення зубчастих передач?
10. Які основні групи матеріалів застосовують для виготовлення зубчастих коліс?
11. Чому всі сталеві зубчасті колеса залежно від твердості зубців поділяються на дві групи?
12. Назвіть основні види термічної та хіміко-термічної обробки зубчастих коліс.
13. Назвіть та охарактеризуйте основні види руйнування зубців зубчастих коліс.

14. Які види розрахунків на міцність зубів циліндричних евольвентних передач передбачає стандарт?

15. Які фактори впливають на допустиме контактне напруження для активних поверхонь зубців?

16. Як впливає режим навантаження передачі на допустиме контактне напруження?

17. Поясніть, чому для косозубих передач із значною різницею твердості зубів шестерні та колеса можна брати більші допустимі контактні напруження.

18. Назвіть і проаналізуйте фактори, що впливають на допустимі напруження згину для зубів зубчастих коліс.

19. Запишіть формули для визначення основних геометричних параметрів циліндричних прямозубих та косозубих коліс. Покажіть ці параметри на відповідних рисунках.

20. Запишіть формули для визначення колової, радіальної та осьової сил у зачепленні косозубих коліс. Покажіть напрями цих сил на відповідних рисунках.

21. Чому у зачепленні прямозубих коліс відсутня осьова сила?

22. Від яких факторів залежить розрахункове навантаження на зуби циліндричних зубчастих передач?

23. В чому полягає розрахунок активних поверхонь зубів на контактну втому? Запишіть основну розрахункову залежність та проаналізуйте вплив окремих параметрів на розрахункове контактне напруження.

24. В чому полягає розрахунок активних поверхонь зубів на контактну міцність?

25. За якою залежністю ведеться розрахунок зубів при згині?

Лекція 5. Конічні передачі.

5.1. Загальні відомості

В передачах, в яких осі валів перетинаються під деяким кутом Σ , застосовують конічні зубчасті колеса. Найбільш поширені передачі із кутом $\Sigma = 90^\circ$.

Конічні передачі складніше циліндричних у виготовленні і монтажі. Для нарізування конічних коліс потрібні спеціальні верстати та інструмент. Виконати конічне зачеплення із тим же ступенем точності, що і циліндричне, значно важче. Одне із конічних коліс, як правило, розташовують консольно. При цьому збільшується нерівномірність розподілу навантаження по довжині зуба. В конічному зачепленні діють осьові сили, наявність яких ускладнює конструкцію опор. Все це призводить до того, що, за досвідченими даними, здатність навантаження конічної прямозубої передачі складає лише близько 85% циліндричної. Проте, не дивлячись на очевидні недоліки, конічні передачі мають широке застосування в тих випадках, коли за умов компоновки машин і механізмів необхідно розташовувати вали під кутом.

5.2. Геометричні та кінематичні параметри конічної передачі

Аналогами початкових і ділительних циліндрів циліндричних передач в конічних передачах є початкові і ділительні конуси із кутами δ_1 і δ_2 . Конуси, створюючи яких перпендикулярні створюючим ділительних конусів, називають *додатковими конусами*. Перетин

зубів додатковим конусом називають *перетином торця*. Розміри, що відносяться до зовнішнього перетину торця, супроводжують індексом e , наприклад, d_e , R_e та ін. Розміри в середньому перетині супроводжують індексом m : d_m , R_m . Ці та інші параметри показані на рис. 5.1.

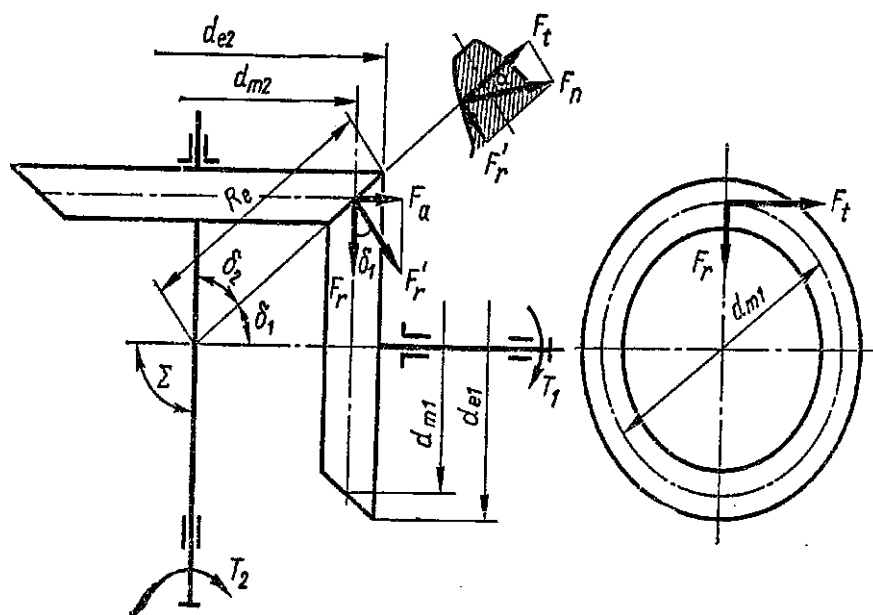


Рис. 5.1

В основу розрахунку конічних передач встановлені формули для визначення контактних σ_H та згинальних σ_{F1} і σ_{F2} напружень циліндричних коліс, в яких деякі параметри замінені на еквівалентні, що відображають особливості конічних передач.

Для еквівалентних циліндричних коліс числа їх зубів визначаються за формулами

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1}; \quad z_{v2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2}, \quad (5.1)$$

де z_1 і z_2 – числа зубів конічних коліс; δ_1 і δ_2 – кути ділільних

конусів конічних коліс (як правило виконується умова $\delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$).

Передаточне відношення, при $\delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$ можна представити

$$i = \frac{z_2}{z_1} = \frac{d_2}{d_1}.$$

Крім того, передаточне число i можна представити у вигляді

$$i = \frac{\sin \delta_2}{\sin \delta_1}$$

$$\text{при } \Sigma = \delta_1 + \delta_2 = 90^\circ \quad i = \operatorname{tg} \delta_2 = \operatorname{ctg} \delta_1. \quad (5.2)$$

5.3. Сили в зачепленні прямозубої конічної передачі

В зачепленні конічної передачі діють сили колова F_t , радіальна F_r і осьова F_a . Залежність між цими силами можна встановити за допомогою рис. 1.1, де сили зображені прикладеними до шестерні.

По нормалі до зуба діє сила F_n , яку розкладають на F_t і F'_r . У свою чергу, F'_r розкладають на F_a і F_r . Тоді сили рівні

$$F_t = \frac{2T_1}{d_{m1}},$$

$$F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha}; \quad F'_r = F_t \operatorname{tg} \alpha, \quad (5.3)$$

$$F_r = F'_r \cos \delta_1 = F_t \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_1,$$

$$F_a = F'_r \sin \delta_1 = F_t \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta_1.$$

Приведення прямозубого конічного колеса до еквівалентного прямозубого циліндричного. Параметри еквівалентних коліс використовують при розрахунку на міцність.

Діаметри еквівалентних коліс

$$d_{ve1} = \frac{d_{e1}}{\cos \delta_1},$$

$$d_{ve2} = \frac{d_{e2}}{\cos \delta_2}. \quad (5.4)$$

Числа зубів еквівалентних коліс

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1},$$

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2}. \quad (5.5)$$

Тоді основні розрахункові формули для конічної передачі виглядатимуть таким чином:

для розрахунку по критерію контактної міцності $\sigma_H \leq [\sigma_H]$:

$$\sigma_H = Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_M \sqrt{\frac{w_{Ht} \cdot \sqrt{i^2 + 1}}{0,85 \cdot i \cdot d_{m1}}} \leq [\sigma_H]. \quad (5.6)$$

для розрахунку за критерієм міцності на згин $\sigma_F \leq [\sigma_F]$:

$$\sigma_{F1} = \frac{w_{Ft}}{0,85 m_m} Y_{v1} \leq [\sigma_{F1}]; \quad \sigma_{F2} = \sigma_{F1} \frac{Y_{v2}}{Y_{v1}} \leq [\sigma_{F2}]. \quad (5.7)$$

Формули (5.6) і (5.7) після підстановки конкретних значень деяких параметрів, а також ряду перетворень можна представити у вигляді більш зручному для практичного застосування

$$\sigma_H = 470 \cdot \sqrt{\frac{F_t \cdot \sqrt{i_\phi^2 + 1}}{0,85 \cdot d_{e2} \cdot b}} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV} \leq [\sigma_H]; \quad (5.8)$$

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{F1} &= Y_{F2} \frac{F_t}{0,85 \cdot b \cdot m_e} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV} \leq [\sigma_{F2}] \\ \sigma_{F1} &= \sigma_{F2} \frac{Y_{F1}}{Y_{F2}} \leq [\sigma_{F1}] \end{aligned} \right\}. \quad (5.9)$$

Тут коефіцієнти форми зубів Y_{vt1} і Y_{vt2} вибираються відповідно для z_{v1} і z_{v2} ; $d_{m1} = z_1 \cdot m_m$ – середній дільний діаметр конічної шестерні.

В приведених формулах враховано, що на підставі експериментальних даних конічні колеса можуть нести навантаження на 15% менше, ніж циліндричні таких же розмірів.

Рекомендації за визначенням коефіцієнтів $K_{H\beta}(K_{F\beta})$ і $K_{HV}(K_{FV})$, що входять у формули (5.8) і (5.9) дані в роботах [11, 15].

Питання і завдання для контролю знань

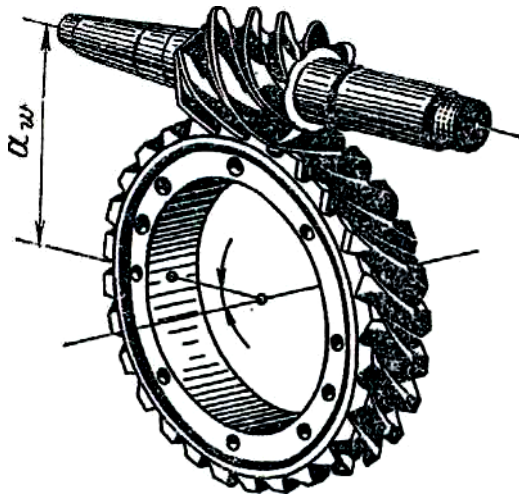
1. Охарактеризуйте конічні зубчасті передачі з точки зору їх будови, використання та несучої здатності.
2. Назвіть основні параметри конічних зубчастих коліс та запишіть формули.
3. З якою метою роблять заміну конічної передачі еквівалентною циліндричною передачею?
4. Запишіть формули для визначення колової, радіальної та осьової сил, які діють на конічну шестерню та конічне колесо. Покажіть напрями цих сил на відповідному рисунку.
5. Назвіть основні розрахунки на міцність конічних зубчастих передач.
6. Запишіть формули для основних розрахунків на міцність конічних зубчастих передач.
7. У чому полягає суть проектного розрахунку конічної зубчастої передачі?
8. Охарактеризуйте особливості конічних зубчастих передач із непарними зубцями.

Лекція 6. Черв'ячні передачі.

6.1. Загальні відомості та класифікація

Черв'ячні передачі служать для перетворення обертального руху ланок осі яких перехрещуються (рис. 6.1). Звичайно кут перехрещення рівний 90° .

Область застосування черв'ячних передач досить незначна. Вони застосовуються в передачах порівняно невеликої потужності (до 60



кВт); для короткочасно працюючих пристроїв, які мають значні перерви в роботі; при необхідності забезпечення низької шумності роботи передачі; для забезпечення плавності роботи та ін. Область і режими застосування черв'ячних передач обумовлена їх

Рис. 6.1

перевагами і недоліками.

Перевагами черв'ячних передач є: великий кінематичний ефект, тобто можливість реалізації великого передаточного відношення в одній парі (теоретично в межах від 8 до 200 і навіть до 500), при достатньо малих габаритах; наявність ефекту самогальмування відомого черв'ячного колеса; плавність ходу і безшумність роботи.

До недоліків черв'ячної передачі можна віднести наступні: менший в порівнянні із зубчастими передачами ККД ($\eta = 0,6 \dots 0,9$); необхідність застосування для виконання коліс дорогих антифрикційних матеріалів (бронзи); підвищені вимоги до точності виготовлення і збірки передачі; значні осьові сили, діючі на опори

черв'яка і ускладнюючі конструкцію опор.

Найширше розповсюдження в практиці загальнопромислового виробництва знайшли черв'ячні механізми із циліндричним, тобто архімедовим черв'яком.

6.2. Геометричні параметри черв'ячної передачі

В черв'ячній передачі, так само як і в зубчастій, розрізняють діаметри початкових і ділительних циліндрів (рис. 6.2): d_{w1} , d_{w2} – початкові діаметри черв'яка і колеса; d_1 , d_2 – ділительні діаметри черв'яка і колеса. Точка дотику початкових циліндрів є полюсом зачеплення. В передачах без зсуву виконуються умови: $d_1 = d_{w1}$, $d_2 = d_{w2}$.

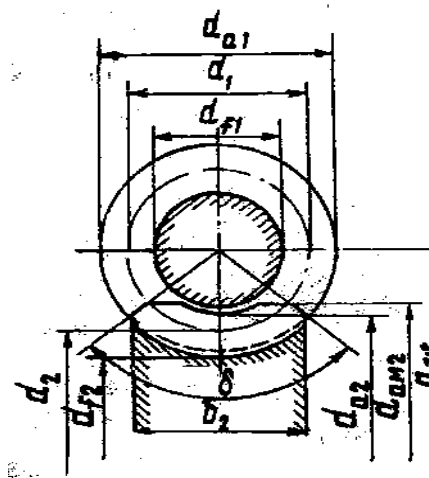


Рис. 6.2

Черв'як. Розрізняють за наступними ознаками: за формою початкової поверхні черв'яка, – циліндричні (рис. 6.3, а) і глобоїдні (рис. 6.3, б); за формою профілю різьби – із прямолінійними (рис. 6.4, а) і криволінійними (рис. 6.4, б) профілем в осьовому

перетині. Найбільш поширені циліндричні черв'яки із прямолінійним профілем (архімедовий черв'як).

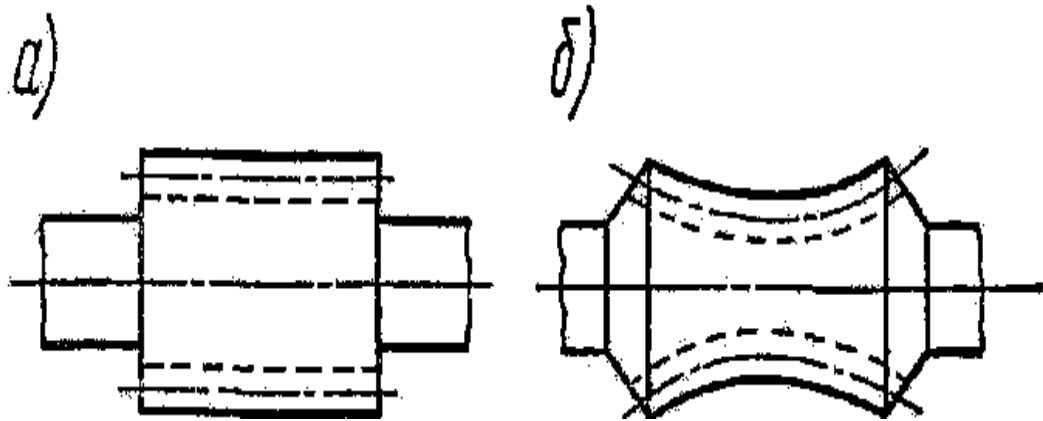


Рис. 6.3

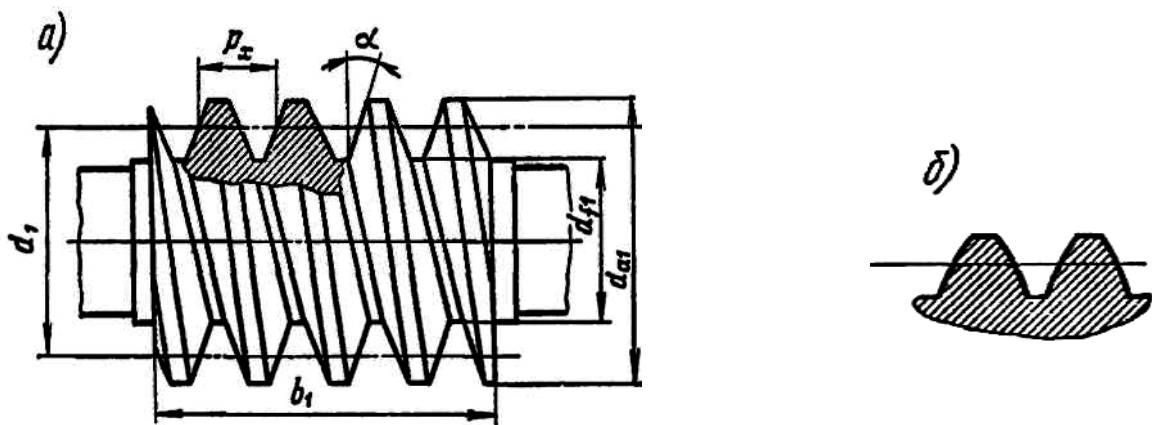


Рис. 6.4

Основними параметрами черв'яка є: профільний кут $\alpha = 20^\circ$; осьовий модуль $m = p / \pi$. Різьба черв'яка може бути однозахідною або багатозахідною. Число заходів черв'яка позначають z_1 . Черв'яки можуть бути одно-, дво- і чотиризахідними. Значення осьового модуля m , приймаються за стандартом із наступного ряду: 2,0; 2,5; (3,0); 3,15; (3,5); 4,0; 5,0; (6,0); 6,3; (7,0); 8,0; 10,0... Значення модулів, не укладені в дужки, є переважними.

Діаметр ділильного циліндра черв'яка визначається за формулою

$$d_1 = m \cdot q_1, \quad (6.1)$$

де q_1 – коефіцієнт діаметра черв'яка. Цей параметр також приймається за стандартом із ряду: 8; 9; 10; 12,5; 14; 16; 20.

Із зменшенням модуля m рекомендується значення коефіцієнта q збільшувати для забезпечення достатньої жорсткості черв'яка на згин. Коефіцієнт діаметра черв'яка визначає номенклатуру фрез для нарізування черв'ячних коліс.

Кут підйому гвинтової лінії по ділильному циліндру рівний

$$\gamma = \arctg \frac{z_1}{q_1}. \quad (6.2)$$

Діаметр вершин черв'яка (рис. 4.4)

$$d_{a1} = d_1 + 2m. \quad (6.3)$$

Діаметр западин черв'яка

$$d_{f1} = d_1 - 2,4m. \quad (6.4)$$

Довжина нарізаної частини черв'яка в передачах із нульовим зсувом ($x = 0$):

$$\text{для } z_1 = 1,2 : b_1 \geq (11 + 0,06 \cdot z_1) \cdot m;$$

$$\text{для } z_1 = 4 : b_1 \geq (12,5 + 0,09 \cdot z_2) \cdot m;$$

Черв'ячне колесо. Ділильний діаметр черв'ячного колеса $d_2 = m z_2$ (рис. 6.2). Число зубів черв'ячного колеса рекомендується приймати в межах $28 \leq z_2 \leq 120$. В особливих випадках допускається приймати z_2 до 1000. При $z_2 \leq 28$ з'являється небезпека підрізування зубів і зменшується сумарна довжина лінії контакту.

Для забезпечення стандартного або заданого значення

міжосьової відстані, черв'ячна передача може виконуватися із зсувом початкового контуру черв'ячного колеса. Черв'як завжди нарізається без зсуву.

Розміри черв'ячного колеса без зсуву:

діаметр вершин колеса $d_{a2} = d_2 + 2m$;

діаметр западин колеса $d_{f2} = d_2 - 2,4m$;

найбільший діаметр черв'ячного колеса

$$d_{am2} \leq d_{a2} + \frac{6m}{z_1 + 2}; \quad (6.5)$$

ширина вінця черв'ячного колеса

$$b_2 \leq 0,75d_{a1} \text{ при } z_1 = 1,2;$$

$$b_2 \leq 0,67d_{a1} \text{ при } z_1 = 4;$$

міжосьова відстань (при $x = 0$)

$$a_w = 0,5(q + z_2)m = \frac{d_1 + d_2}{2}. \quad (6.6)$$

Передаточне відношення черв'ячної передачі (для одноступінчастої співпадає із передаточним числом i) дорівнює:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1}. \quad (6.7)$$

6.3. ККД черв'ячної передачі

В черв'ячній передачі є втрати в зачепленні η_z , в опорах (підшипниках) η_n і на розбризування мастила η_p , які враховуються відповідними ККД:

$$\eta = \eta_z \cdot \eta_n \cdot \eta_p. \quad (6.8)$$

ККД зачеплення в черв'ячній парі визначається за формулою,

аналогічною для ККД гвинтової пари:

$$\eta_3 = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi^1)}. \quad (6.9)$$

де γ – кут підйому гвинтової лінії черв'яка; φ^1 – кут тертя, який рівний $\varphi^1 = \operatorname{arctg} f$.

Кут γ залежить від числа заходів z_1 і коефіцієнта q , так що ККД збільшується із зростанням z_1 і зменшенням q .

Коефіцієнт тертя f визначається експериментально залежно від швидкості ковзання в зачепленні, сорту мастила і матеріалів поверхонь, що труть. Із збільшенням швидкості ковзання коефіцієнт f зменшується унаслідок посилення підтримуючого ефекту масляного клина.

Швидкість ковзання визначається за формулою

$$v_{\text{ков}} = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cos \gamma}. \quad (6.10)$$

де n – частота обертання черв'яка, об/хв.

Залежно від конкретного виконання і умов роботи ККД черв'ячної передачі коливається в межах $\eta = 0,6 \dots 0,95$.

6.4. Сили в зачепленні черв'ячної передачі

Рівнодіюча нормальних сил в зачепленні черв'ячної передачі приводиться до полюса зачеплення, розташованого в середній площині, і розкладаються на складові: колову F_t , осьову F_a і радіальну F_r .

Із умови рівноваги при сталому русі можна записати:

$$F_{t2} = F_{a1}, \quad F_{t1} = F_{a2}, \quad F_{r1} = F_{r2} \quad (\text{див. рис. 6.5}).$$

При заданому крутному моменті на черв'ячному колесі

отримаємо (для передачі без зсуву):

$$F_{t2} = \frac{2T_2}{d_2};$$

$$F_{t1} = \frac{2T_1}{d_1};$$
(6.11)

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

Співвідношення між коловою і осьовою силами на черв'яку отримані по аналогії із співвідношенням сил в гвинтовій парі.

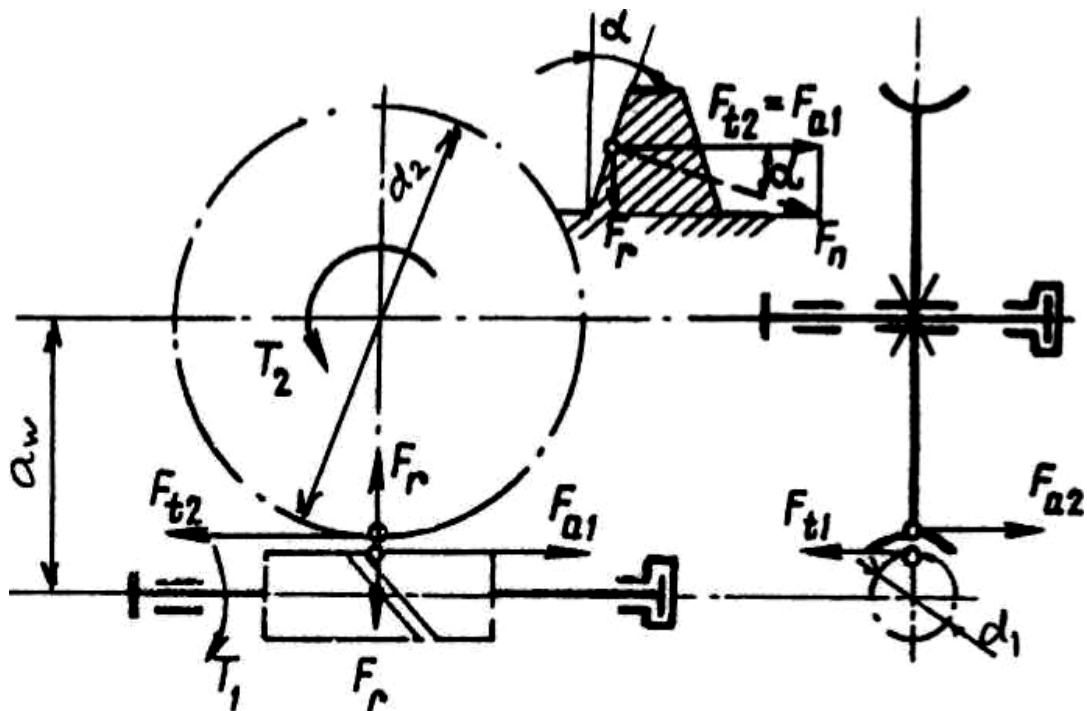


Рис. 6.5

6.5. Розрахунок на міцність черв'ячної передачі

В основу розрахунку черв'ячних передач встановлений умовний розрахунок по контактним напруженням, що визначається за формулою Герца.

При обчисленні p_{np} черв'ячну передачу умовно замінюють рейковою косозубою із кутом нахилу зубів, рівним куту підйому гвинтової лінії на ділільному циліндрі, тобто $\beta = \gamma$. Сумарна довжина

контактних ліній рівна в середньому $l_k = \frac{1,3d_1}{\cos \gamma}$. Для найпоширенішого випадку, коли в якості матеріалу черв'яка застосовуються сталь, а черв'ячного колеса – бронза, можна прийняти $E_1=2,1 \cdot 10^5$ МПа і $E_2=0,9 \cdot 10^5$, $\gamma = 10^0$, а також середні значення коефіцієнтів z_H і z_ϵ , тоді після підстановки прийнятих значень у формулу Герца і деяких перетворень отримаємо

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{2,31 \cdot 10^5 \cdot T_2 \cdot K_{H\beta}}{d_2^2 \cdot d_1}} \leq [\sigma_H], \quad (6.12)$$

де $K_{H\beta}$ – коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження за довжиною контактної лінії; при не змінному за величиною навантаження приймають $K_{H\beta}=1$; при значно змінному навантаженні – $K_{H\beta} > 1$; далі: T_2 – крутний момент на колесі, Нм; d_1 і d_2 – діаметри тривалих кіл черв'яка і колеса відповідно, мм; σ_H [σ_H] – фактичне і що допускається відповідно значення контактних напружень, МПа.

Щоб отримати із (6.12) формулу для визначення розмірів черв'яка і колеса, проведемо наступні перетворення

$$d_1 = mq = \frac{d_2}{z_2} q.$$

Вирішивши формулу (6.12) щодо d_2 , отримаємо

$$d_2 \geq 60 \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K_{H\beta} \cdot z_2}{q \cdot [\sigma_H]^2}}. \quad (6.13)$$

Розрахунок на згин зубів провести тільки для черв'ячного колеса. Він виконується як перевірочний за формулою

$$\sigma_F = \frac{1,5T_2 \cdot K_{F\beta} \cdot \cos \gamma \cdot Y_{F2}}{d_2 \cdot d_1 \cdot m} \leq [\sigma_F], \quad (6.14)$$

де $K_{H\beta} = K_{F\beta}$ – коефіцієнт нерівномірності розподілу

навантаження за лінією контакту; Y_{F2} – коефіцієнт форми зуба, що визначається залежно від еквівалентного числа зубів за довідником.

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

6.6. Матеріали і допустимі напруження

Матеріали черв'ячної пари повинні володіти антифрикційними властивостями, добрим спрацюванням, стійкістю проти заїдання і підвищеною теплопровідністю.

Черв'яки виготовляються із сталей. Поверхня витків піддається цементації із подальшим гартуванням до твердості HRC = 56...63 або гартуванням ТВЧ до твердості HRC = 45...50. Крупні черв'яки піддаються азотуванню. Найбільш часто застосовують під цементацію сталь – 18 ХГТ, для гартування ТВЧ сталі – 40Х, 35 ГМ, 40 ХН і при азотуванні 30ХМ10А. Після термообробки поверхні витків звичайно шліфуються. Азотуванню піддаються шліфовані черв'яки.

Черв'ячні колеса звичайно виготовляються складовими: обід із бронзи, ступиця – із чавуну. В невідповідальних передачах обід може виконуватися також із чавуну. Якнайкращою для черв'ячних коліс є олов'яна бронза типу БрОЮНЖ і БрО10Ф1, проте вони вельми дорогі і застосовуються лише у відповідальних передачах. Безолов'яна бронза (БрА10Ж4Н4, БрА10Ж3Мц1,5 та ін.) володіє підвищеними механічними характеристиками, але мають знижені противозадирні властивості. Тому їх рекомендується застосовувати при $v_{\text{ков}} < 10$ м/с.

Значення допустимих напружень для матеріалів черв'ячних

коліс приводяться в таблицях у вигляді залежності $[\sigma_H]_0$ і $[\sigma_F]_0$ від значень σ_e і c_v при базових числах навантажень: для контактних напружень $N_{H0} = 10^7$, для напружень згину $N_{F0} = 10^6$.

Особливістю бронзи є відсутність горизонтальної ділянки на кривій витривалості, тому для них використовують умовну межу витривалості при деякому базовому числі циклів.

Розрахункові допустимі напруження визначаються із урахуванням дійсних чисел циклів N_H і N_F зміни напружень у зубів черв'ячних коліс за формулами

$$\left. \begin{aligned} [\sigma_H] &= [\sigma_H]_0 \cdot K_{HL} \\ [\sigma_F] &= [\sigma_F]_0 \cdot K_{FL} \end{aligned} \right\}, \quad (6.15)$$

де K_{HL} і K_{FL} – коефіцієнти довговічності, що визначаються за формулами

$$K_{HL} = \sqrt[m_H]{\frac{10^7}{N_H}}; \quad K_{FL} = \sqrt[m_F]{\frac{10^6}{N_F}}. \quad (6.16)$$

Криві витривалості апроксимуються степеневою залежністю по двох ділянках із різними показниками ступеня. Для $N_H \leq 10^7$ приймають $m_H = 8$. Для $N_F \leq 10^6$ приймають $m_F = 9$.

Для всіх бронз обмежується інтенсивність зношування активних поверхонь зубів черв'ячного колеса. У олов'яних бронз це враховується коефіцієнтом c_v , залежним від швидкості ковзання (табл. 6.1), у безолов'яних бронз безпосередньо величиною швидкості ковзання, що входить у вираз для контактних допустимих напружень.

Таблиця 6.1

v	1	2	3	4	5	6	7	8
c	1	1	1	1	0	0	0	0

При проектувальному розрахунку швидкість ковзання невідома. Тому, очікувану швидкість ковзання рекомендується визначати за емпіричною залежністю

$$v_{\text{ков}}^1 \approx \frac{4n_1}{10^4} \sqrt[3]{T_2}, \quad (6.17)$$

де n_1 – частота обертання черв'яка, об/хв; T_2 – крутний момент на черв'ячному колесі, Нм.

6.7. Тепловий розрахунок черв'ячної передачі

Відомо, що ККД черв'ячної передачі відносно невисокий. Велика частина втрат енергії, що підводиться до редуктора, переходить в теплоту, що викликає перегрів передачі і, можливо, відмову.

Одним із основних обмежуючих параметрів за нагріванням передачі є гранично допустимі температури мастила $[t_m]$, при якому мастило зберігає свої властивості. Звичайно приймають $[t_m] = 80...95^\circ\text{C}$. Для деяких спеціальних мастил – $[t_m] = 100..110^\circ\text{C}$.

Кількість теплоти, що виділяється в передачі в сталому режимі

$$Q_1 = P_{\text{вх}}(1 - \eta),$$

де $P_{\text{вх}}$ – потужність на провідному валу; η – ККД передачі.

Кількість теплоти, що відводиться із поверхні корпусу редуктора в оточуюче середовище:

$$Q_2 = k_t S(t_m - t_0),$$

де k_t – коефіцієнт тепловіддачі, Вт/м²град; S – площа поверхні охолодження редуктора, м²; t_m – температура мастила, °C; t_0 – температура оточуючого середовища, °C.

При розрахунку рекомендується приймати $k_t = 12 \dots 19 \text{ Вт/м}^2\text{град}$,
 $t_0 = 20 \text{ }^\circ\text{C}$.

Під поверхнею охолодження розуміють тільки ту частину зовнішньої поверхні корпусу передачі, яка всередині омивається мастилом або його брызками, а зовні – вільно циркулюючим повітрям, при цьому не враховується поверхня днища корпусу. Якщо корпус забезпечений ребрами, то враховується тільки 50% їх поверхні.

Для передач, що працюють при постійному навантаженні протягом часу, достатнього для сталого теплового режиму, повинна дотримуватися умова теплового балансу $\{Q_1 < Q_2\}$. Якщо дана умова не дотримується, застосовують додаткове штучне охолодження, наприклад: обдув корпусу повітрям, за допомогою вентилятора, насадженого на швидкохідний вал; пристрій в масляній ванні змішувиків, через які пропускається холодна вода; застосування рециркуляційної змазки із спеціальними холодильниками (водяними або повітряними).

Питання і завдання для контролю знань

1. Дайте загальну характеристику черв'ячних передач. Вкажіть основні переваги та недоліки у порівнянні з іншими передачами.
2. Які бувають види циліндричних черв'яків? Чим вони різняться між собою?
3. Назвіть основні параметри черв'яка та запишіть формули.
4. Запишіть формули для визначення основних параметрів черв'ячного колеса.
5. З якою метою виготовляють черв'ячні передачі зі зміщенням?
6. Чому у черв'ячній передачі є ковзання витків черв'яка по зубах колеса?
7. Назвіть основні матеріали для виготовлення елементів черв'ячної передачі та за якими рекомендаціями вибирають матеріал для виготовлення вінця черв'ячного колеса?
8. Які причини виходу з ладу черв'ячних передач? Покажіть на відповідному рисунку сили, що діють у зачепленні черв'ячної передачі та запишіть формули.
9. Запишіть та проаналізуйте вирази для визначення ККД черв'ячної передачі?
10. Чому для черв'ячних передач передбачають тепловий розрахунок?
11. У чому полягає суть теплового розрахунку черв'ячних передач?
12. Чим відрізняється глобоїдна черв'ячна передача?

Література

1. Малащенко В. О., Павлице В. Т. Деталі машин. Збірник завдань та прикладів розрахунку : навч. посіб. Львів : Новий Світ-2000, 2023. 216 с.
2. Деталі машин і підйомно-транспортне обладнання : навч. посіб. / В. О. Малащенко, В. М. Стрілець, Я. М. Новіцький, О. Р. Стрілець. Львів : Новий Світ-2000, 2021. 347 с.
3. Малащенко В. О. Деталі машин. Конспект лекцій : підруч. Львів : Новий Світ-2000, 2021. 193 с.
4. Стрелец В. В. Деталі машин і основи конструювання : конспект лекцій. Суми : Сумський державний університет, 2022. 150 с.
5. Гайдамака А. В. Деталі машин. Основи теорії та розрахунків : навчальний посібник. Харків : НТУ «ХПІ», 2020. 274 с. URL: <https://repository.kpi.kharkov.ua/handle/KhPI-Press/51060>
6. Деталі машин : підручник / А. В. Міняйло та ін. Київ : Агроосвіта, 2013. 448 с.
7. Павлице В. Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин. Львів : Афіша, 2003. 560 с.
8. Павлице В. Т., Данило Я. Я. Різьби, різьбові та кріпильні деталі : довідник. Львів : Інтелект Захід, 2001. 239 с.
9. Технологія викладання загальнотехнічних дисциплін в умовах цифрового навчального середовища аграрних закладів вищої освіти : монографія / Д. В. Бабенко, Н. А. Доценко, О. А. Горбенко та ін. Миколаїв : МНАУ, 2025. 280 с. URL: <https://dspace.mnau.edu.ua/jspui/handle/123456789/20871>

10. Бабенко Д. В., Доценко Н. А., Полянський П. М., Баранова О. В. Застосування системи управління навчанням для формування агроекологічної компетентності майбутніх інженерів (in English). *Modern Economics*. 2025. № 49(2025). С. 6-14. DOI: [https://doi.org/10.31521/modecon.V49\(2025\)-01](https://doi.org/10.31521/modecon.V49(2025)-01).

Навчальне видання

ДЕТАЛІ МАШИН

Методичні рекомендації

Укладачі: **Баранова** Олена Володимирівна
Комочкін Микола Сергійович

Формат 60x84 1/16. Ум. друк. арк. 5,7.

Тираж 10 прим. Зам. №

Надруковано у видавничому відділі

Миколаївського національного аграрного університету

54020, м. Миколаїв, вул. Г. Гонгадзе, 9

Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 4490 від 20.02.2013 р.