

Лекція 1

Вступ

Дисципліна “Деталі машин” призначається для вивчення загальних методів розрахунку і конструювання деталей, їх з’єднань та вузлів, які характерні для переважної більшості сучасних машин.

Засвоєння дисципліни базується на знаннях, вміннях і навичках, які студенти отримали під час вивчення вищої математики, фізики, нарисної геометрії, інженерної та комп’ютерної графіки, теоретичної механіки, теорії машин та механізмів, опору матеріалів, технології конструкційних матеріалів, технології машинобудування, ВСТВ.

Курс “Деталі машин” завершує цикл загально–технічних дисциплін ВУЗу і дозволяє розпочати вивчення спеціальних курсів.

Тема 1. Загальні положення, які використовують при розрахунках та конструюванні деталей і вузлів.

1.1 Стислі відомості про складові елементи машин

Деталь – виріб, виготовлений із матеріалу однієї марки без використання складальних операцій.

Деталі, які використовують тільки для певних машин, відносять до деталей спеціального призначення. Приклади: лопатки турбін, канати, колінвали.

Деталі, які зустрічаються майже в усіх машинах, називають деталями загального призначення. Приклади: гайки, шпонки, зубчасті колеса, підшипники. Ці деталі складають предмет вивчення дисципліни “Деталі машин”.

Деталі утворюють складальні одиниці або вузли.

Вузол – велика складальна одиниця, яка становить декілька деталей, з’єднаних на підприємстві за допомогою складальних операцій (згвинчування, зварювання) і призначених для спільної роботи. Приклади: муфта, редуктор.

Деякі вузли одночасно з’являються механізмами.

Механізм – сукупність взаємопов’язаних деталей, яка припускає їх відносний рух і призначається для довгочасного перетворення руху однієї (чи декілька) деталі в певний рух решти деталей. Приклади: підшипник кочення, редуктор.

Машина – пристрій, що здійснює механічний рух для перетворення матеріалу, енергії чи інформації з метою підвищення продуктивності праці. За характером виконання роботи машини поділяють на: технологічні (комбайни, прокатні стани, верстати), транспортні (автомобілі, крани, конвеєри), енергетичні (двигуни, генератори, турбіни), інформаційні (комп’ютери).

Структуру довільної технологічної чи транспортної машини можна подати у вигляді схеми,



де Д – двигун; МП – механічна передача; РО – робочий орган. Двигун та механічна передача утворюють привод – пристрій для приведення в дію робочого органу машини.

1.2. Основні технічні вимоги до деталей та особливості їх розрахунку.

Основними технічними вимогами деталей машин є роботоздатність, надійність та технологічність.

Роботоздатність – такий стан деталі, при якому вона здатна виконувати задані функції з параметрами технічної документації. Основні критерії (показники) роботоздатності – міцність, жорсткість, стійкість проти спрацьовування, вібро - і теплостійкість. Розрахунки роботоздатності деталей за вказаними критеріями складає предмет вивчення студентами дисципліни “Деталі машин”.

Надійність – властивість деталі зберігати роботоздатність протягом заданого проміжку часу. Необхідний рівень надійності деталі закладається спеціальними розрахунками, які не викладаються в курсі “Деталі машин”.

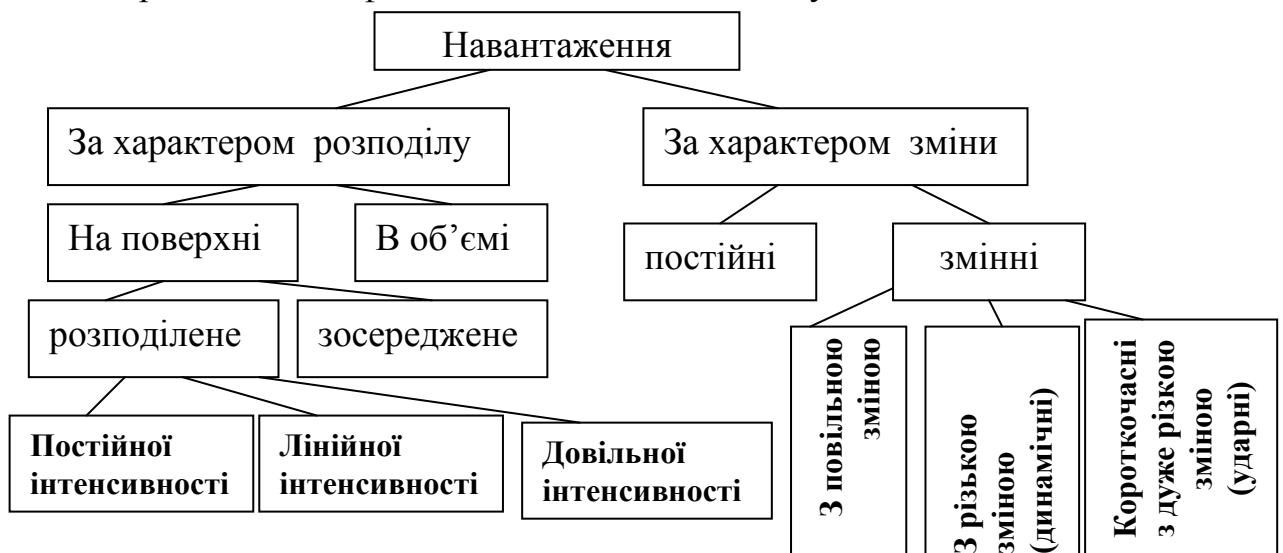
Технологічними називають деталі, які потребують мінімальної витрати праці, коштів та часу на виготовлення та експлуатацію. Технологічність деталі залежить від виробництва і забезпечується підбором простих поверхней деталей, використанням матеріалів та засобів безвідходного виробництва, взаємозамінністю, стандартизацією.

Розрахунок деталей машин виконують в два етапи: проектний та перевірочний. Проектний – попередній розрахунок за основним критерієм роботоздатності з використанням спрощеної методики для визначення основних розмірів деталі. За результатами проектного розрахунку розробляють ескізний варіант конструкції деталі. Уточнення ескізного рішення виконують перевірочним розрахунком за потрібними (одним чи двома) критеріями роботоздатності з використанням найбільш вдосконалої методики розрахунку.

В пошуках кращого варіанту конструкції виконують розрахунки з використанням ЕОМ.

1.3. Загальні відомості про навантаження.

Спрощена класифікація навантажень може бути подана схемою:



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

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

Постійні навантаження – навантаження з незмінним рівнем амплітуди діючої сили, або зі змінним рівнем в межах 20 % від номінального (рис.1.1, поз.1 та 2 відповідно).

Рис.1.1

Рис.1.2

В розрахунках деталей при повільно змінному навантаженні не враховують сили інерції, а саме навантаження уявляють як ступінчатозмінне з постійним рівнем на кожній ступіні (рис.1.2). Такі навантаження можуть бути спричинені, наприклад, зміною режиму роботи (гальмування, реверсування) або нерівномірністю робочого процесу (транспорткування, строгання).

Навантаження, яке викликає повторно змінний або випадковий характер зміни амплітуди та частоти напружень в деталі, називають динамічним. Якщо параметри циклу (σ_a , σ_m , r) не змінюються впродовж навантаження, то таке навантаження називають стаціонарним або регулярним (рис.1.3), в супротивному випадку – нестаціонарним або нерегулярним. Наприклад, різьбові з'єднання двигунів внутрішнього згорання знаходяться в режимі стаціонарного динамічного навантаження.

Рис.1.3.

Рис.1.4.

Рис.1.5.

Якщо параметри циклу, наприклад пульсуючого ($r=0$), змінюються повільно (ступінчатозмінно), то режим навантаження називають

нестационарним систематичним (рис.1.4), в супротивному випадку – нестационарним випадковим (рис.1.5). Перший режим навантаження характерний, наприклад, для валів редукторів, їх зубчастих передач та підшипників кочення; другий – для деталей транспортних засобів (автомобілів, вагонів), металевих конструкцій та механізмів вантажопідйомних машин.

Короткочасне навантаження ($t \rightarrow 0$) з дуже різким збільшенням амплітуди називають ударним. Такі навантаження характерні, наприклад, для деталей механізмів, кінематичні пари яких потребують наявності щілин: ланцюгові та зубчасті передачі, підшипники кочення.

Лекція 2.

1.4.Методи розрахунку міцності.

Для більшості деталей основним критерієм роботоздатності частіше є міцність. Міцність – здатність деталі чинити опір руйнуванню.

Розрахунки деталей на міцність, в більшості випадків постійного навантаження виконують за допустимим напруженням та запасом міцності; причому перші–проектні, а другі–перевірочні.

Умова міцності в розрахунках за допустимим, наприклад нормальним напруженням, має вигляд

$$\sigma_{\max} \leq [\sigma], \quad (1.1)$$

де σ_{\max} , $[\sigma]$ – відповідно найбільше розрахункове та допустиме нормальні напруження.

Умова міцності в розрахунках за запасом міцності, наприклад для нормальних напружень, має вигляд

$$n = \frac{\sigma_{\text{руйн}}}{\sigma_{\max}} \geq [n], \quad (1.2)$$

де $\sigma_{\text{руйн}}$ – руйнівне нормальне напруження (для пластичних матеріалів $\sigma_{\text{руйн}} = \sigma_{\text{т}}$, для крихких $\sigma_{\text{руйн}} = \sigma_{\text{в}}$);

$[n]$ – допустиме значення коефіцієнту запасу міцності.

При змінному навантаженні руйнування деталі виникає від втомлювання, яке може бути малоцикловим ($10^3 \dots 10^5$ циклів) та багатоцикловим (більше 10^7 циклів). Для деталей машин загального призначення найбільш характерним є багатоциклова втомленість.

Розрахунок на втомну міцність при стаціонарному навантаженні деталі, небезпечний переріз якої знаходиться в площинному напруженому стані, виконують за запасом міцності

$$n = \frac{n_{\sigma} \cdot n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}} \geq [n], \quad (1.3)$$

де n_{σ}, n_{τ} – відповідно запаси міцності за нормальними та дотичними напруженнями, які наприклад при симетричному циклі зміни напружень, знаходять за виразами:

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{\max}} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma} \cdot \sigma_a + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_m} \quad (1.4)$$

$$n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\tau_{\max}} = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau} \cdot \tau_a + \psi_{\tau} \cdot \tau_m} \quad (1.5)$$

K_{σ} , K_{τ} – відповідно коефіцієнти концентрації нормальних та дотичних напружень;

ψ_{σ} , ψ_{τ} – відповідно коефіцієнти асиметрії циклу нормальних та дотичних напружень;

σ_a , τ_a – відповідно амплітудні нормальні та дотичні напруження;

σ_m , τ_m – відповідно середні значення нормальних та дотичних напружень;

σ_{-1} , τ_{-1} – відповідно границі витривалості для нормальних та дотичних напружень.

Розрахунок на втомну міцність при нестационарному навантаженні деталі, небезпечний переріз якої знаходяться в складному напруженому стані, потребує схематизації режиму навантаження, яке здійснюється за двома варіантами (рис.1.6):

– вибирають потрібне постійне навантаження $F_{\max} = F_1$ і знаходять еквівалентне число циклів N_e зміни напружень, при якому F_1 рівноцінне за впливом на втомну міцність із змінним навантаженням;

– вибирають потрібне число циклів N_n зміни напружень і знаходять еквівалентне постійне навантаження F_e , яке рівноцінне за впливом на втомну міцність із змінним навантаженням.

Рис.1.6

Схема розрахунку та вибір варіанту схематизації навантаження залежить від типу деталі. В розрахунках валів та зубчастих передач використовують перший варіант схематизації навантаження, а в розрахунках підшипників кочення – другий.

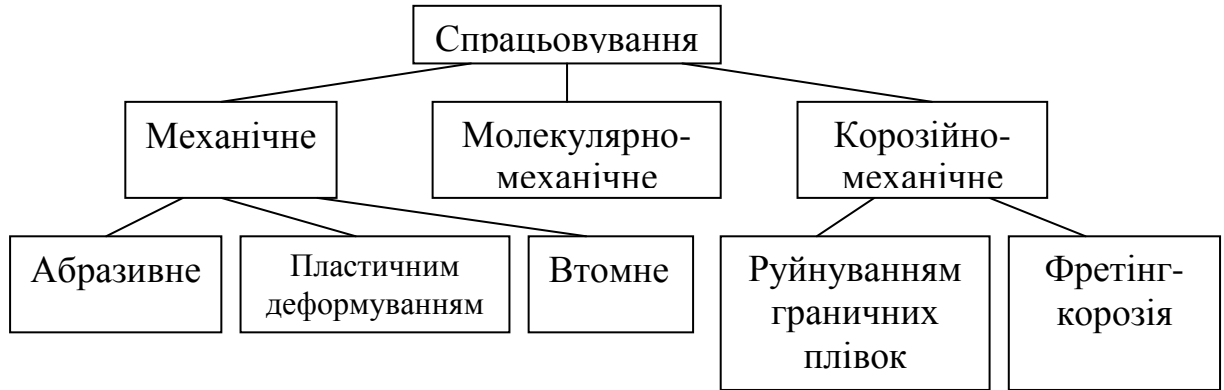
А далі, використовуючи (1.6) замість σ_{-1} , τ_{-1} в формулах (1.4), (1.5), визначають запас міцності вала за формулою (1.3).

1.5. Стійкість проти спрацьовування.

Спрацьовування – процес руйнування та відділення поверхневих шарів деталі в умовах тертя. Результат процесу спрацьовування – поступова зміна розмірів, форми та стану поверхні деталі – називають спрацьовуванням.

Спрацьовування є причиною поступового виходу з ладу більшості машин та їх деталей (близько 90 %).

Класифікація найбільш характерних для деталей машин видів спрацьовування може бути надана наступною схемою:



Абразивне спрацьовування – результат зрізання твердими сторонніми частинками мікронерівностей спряжених поверхонь деталей.

Спрацьовування через пластичне деформування виникає у вигляді змінання мікронерівностей спряжених поверхонь деталей.

Втомне спрацьовування (викришування) є наслідком циклічно змінних контактних напружень спряжених поверхонь деталей.

Молекулярно-механічне спрацьовування виникає під час високих контактних напружень, які спричинюють руйнування мастильної плівки і появу місцевого схоплювання поверхней деталей (заїдання, задир).

Руйнування граничних плівок (окисних, хлорних та ін.) безперервно поновлюється хімічним процесом їх утворення.

Фретінг-корозія виникає при відносно малих зміщеннях спряжених поверхонь при наявності між ними щілин без видалення продуктів спрацьовування із зони контакту.

В більшості випадків в машинах зустрічаються разом декілька видів спрацьовування. Перевага того чи іншого виду спрацьовування залежить від умов експлуатації машини.

Стійкість проти спрацьовування оцінюють умовними розрахунками у трьох формах:

- обмеження тиску в контакті деталі для пар з малими швидкостями ковзання (наприклад, ланцюгові передачі) у вигляді:

$$p \leq [p] \quad (1.6)$$

- обмеження питомої потужності тертя при постійному значенні коефіцієнту ковзання для пар з підвищеними швидкостями V ковзання (наприклад, підшипники ковзання) у вигляді:

$$qV \leq [qV] \quad (1.7)$$

- обмеження максимального контактного напруження (наприклад, для підшипників кочення) у вигляді:

$$\sigma_H \leq [\sigma_H] \quad (1.8)$$

1.6 Жорсткість, тепло - і вібростійкість

Жорсткість – здатність деталей чинити опір зміни їх форми та розмірів під дією експлуатаційних навантажень.

Жорсткість, яка обумовлена деформаціями всього матеріалу деталі, оцінюють методами опору матеріалів шляхом співставлення деформацій (прогинів f , кутів повороту перерізів Θ , кутів закручування φ) при максимальному навантаженні з допустимими деформаціями:

$$\boxed{f \leq [f]} \quad \boxed{\Theta \leq [\Theta]} \quad \boxed{\varphi \leq [\varphi]} \quad (1.9)$$

Жорсткість, яка обумовлена місцевими деформаціями поверхні неспільномірній з габаритними розмірами деталі, визначають за формулами теорії Герца.

Теплостійкість – здатність деталей машин не втрачати свої експлуатаційні показники при змінах температури.

Розрахунки теплостійкості деталей виконують для запобігання : втрати захисної здатності мастильного шару, зменшення несучої здатності деталей, зміни експлуатаційних щілин у рухомих з'єднаннях.

Розрахунки механізмів на теплостійкість, наприклад черв'ячних передач, в яких теплоутворення виникає через сили тертя в зачепленні, ґрунтується на складанні теплового балансу:

$$\boxed{Q_1 < Q_2}, \quad (1.10)$$

де Q_1 – кількість тепла, яке утворюється;

Q_2 – кількість тепла, яке віддається в оточуюче середовище.

Вібростійкість – здатність конструкції працювати в заданому діапазоні експлуатаційних режимів без появи резонансу.

Розрахунки вібростійкості зводять до недопущення появи небезпечних коливань деталей швидкісних машин засобами зміни їх конструкції чи режиму експлуатації.

1.7. Машинобудівні матеріали.

В машинобудуванні застосовують чорні (сталь, чавун) і кольорові (мідь, алюміній) метали, їх сплави (латунь, дюралюміній), неметалеві (пластмаса, гума, графіт) та комбіновані (металокерамічні, композитні) матеріали.

Основні вимоги до матеріалів:

- експлуатаційні: матеріал повинен задовольняти умовам роботи деталі в машині;
- економічні: матеріал повинен бути вигідний з урахуванням усіх витрат.

Задовольнити одночасно і в повній мірі вказаним вимогам занадто важка задача оскільки елементи більшості деталей працюють в різних умовах. Тому застосовують покращення робочих характеристик матеріалу наступними способами: механічним зміцненням (струйне обдування металевими кульками, накатування роликом), термічною (гартування, нормалізація) та хіміко–термічною (цементация, азотування) обробками.

Лекція 3

Тема 2. Механічні передачі.

2.1 Загальні відомості.

В курсі “Деталей машин” вивчають механічні передачі обертального руху, як найпоширенішого руху в машинах.

Механічною передачею називають механізм, що передає енергію від двигуна до робочого органу машини з перетворенням (переважно зменшенням) параметрів обертального руху, а інколи і виду руху.

Потреба впровадження механічної передачі обумовлюється:

- перетворенням виду руху;
- регулюванням кінематичних параметрів та параметрів навантаження;
- забезпеченням заданої компоновки машини.

Механічні передачі поділяють на дві основні групи :

- передачі з використанням сил тертя (пасові, фрикційні);
- передачі з використанням зачеплення (ланцюгові, зубчасті).

Механічні передачі можуть здійснюватись двома способами:

- безпосереднім дотиканням ведучої та веденої ланок (фрикційні, зубчасті);
- проміжним гнучким зв’язком між ланками передачі (пасові, ланцюгові).

Більш детально класифікація механічних передач розглядається при вивченні їх конкретних видів.

2.2. Основні співвідношення для кінематичних параметрів та параметрів навантаження передач.

Основні характеристики, які необхідні для виконання проектного розрахунку будь-якої передачі, – потужність N на валу та частота обертання n вала. Характеристики, наприклад одноступеневої передачі, що належать до ведучої ланки, позначають індексом “1”, а до веденої – індексом “2”. Додатковими характеристиками є:

– кутова швидкість, ω (с⁻¹)

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}; \quad (2.1)$$

– колова швидкість, V (м/с)

$$V = \omega \cdot \frac{d}{2}; \quad (2.2)$$

- – передаточне відношення, i

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2}; \quad (2.3)$$

– коефіцієнт корисної дії (К.К.Д.), η

$$\eta = \frac{N_2}{N_1}; \quad (2.4)$$

– колова сила, F_t (Н)

$$F_t = \frac{N}{V} ; \quad (2.5)$$

– крутний момент, T (Н·м)

$$T = F_t \cdot \frac{d}{2} = \frac{N}{\omega} ; \quad (2.6)$$

Якщо за умовами завдання відомі F_t (Н), V (м/с), d (мм), то потужність доцільно визначати за формулою:

$$N = \frac{F \cdot V}{1000} \quad (\text{кВт}), \quad (2.7)$$

а частоту обертання – за формулою:

$$n = \frac{30 \cdot \omega}{\pi} = \frac{60000 \cdot V}{\pi \cdot d} \quad (\text{хв}^{-1}) \quad (2.8)$$

Для відомих T (Н·м), n (хв⁻¹) потужність визначають за формулою:

$$N = \frac{T \cdot \omega}{1000} = \frac{T \cdot n}{9550} \quad (\text{кВт}) \quad (2.9)$$

На рис. 2.1 показані напрямки деяких кінематичних та силових характеристик одноступеневої механічної передачі безпосереднім контактом із паралельними валами.

Рис.2.1

Рис.2.2

При застосуванні кількох, наприклад трьох, одноступеневих послідовно розміщених передач безпосереднім дотиканням з паралельними валами (рис.2.2), деякі характеристики визначають за формулами:

– передаточне відношення

$$i_1 = n_1 / n_2 ; i_2 = n_2 / n_3 ; i_3 = n_3 / n_4 ;$$

$$i_0 = n_1 / n_4 = i_1 \cdot i_2 \cdot i_3 ;$$

$$i_0 = \prod_{k=1}^m i_k ; \quad (2.10)$$

– коефіцієнт корисної дії

$$\eta_1 = N_2 / N_1 ; \quad \eta_2 = N_3 / N_2 ; \quad \eta_3 = N_4 / N_3 ;$$

$$\eta_0 = N_4 / N_1 = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 ;$$

$$\eta_0 = \prod_{k=1}^m \eta_k ; \quad (2.11)$$

– крутні моменти

$$T_1 = N_1 / \omega_1 ; T_2 = N_2 / \omega_2 ; T_3 = N_3 / \omega_3 ; T_4 = N_4 / \omega_4 ;$$

$$\frac{T_4}{T_1} = \frac{N_4}{\omega_4} \cdot \frac{\omega_1}{N_1} = \eta_0 \cdot i_0 ;$$

$$T_k = T_1 \cdot \prod_{k=1}^m i_k \cdot \eta_k , \quad (2.12)$$

де m – число ступіней передачі.

Тема 3. Пасові передачі

3.1 Загальні відомості

Пасова передача складається переважно з двох шківів (ведучого 1 і веденого 2) та приводного паса 3 замкнутої форми, що розміщується на шківих з деяким попереднім натягом (рис. 3.1). Останній виникає за рахунок пружного розтягу паса при його одяганні на шківів або застосуванні спеціальних натяжних пристроїв і потрібен для забезпечення необхідного зчеплення зі шківими (завдяки силам тертя) при передаванні пасом корисного навантаження.

Рис. 3.1

Тип пасової передачі визначається формою перерізу паса, серед яких найбільше поширені: плоскопасові (рис. 3.2, а), клинопасові (рис. 3.2, б), круглопасові (рис. 3.2, г) а також з поліклиновим (рис. 3.2, в) та зубчастим пасами.

Для приводів машин загального машинобудування найбільш застосовують плоско - та клинопасові передачі переважно на першій (швидкісній) ступені приводу з метою зниження частоти обертання (частіше від 2 до 4) при передаванні невеликої потужності (до 50 кВт) на відстань до 10 м і з швидкістю не більше 30 м/с.

Рис. 3.2:(А – вірний монтаж паса; Б - невірний монтаж паса.)

В підйомно-транспортних машинах пасові передачі знаходять обмежене використання, а саме, наприклад, в приводах деяких малопотужних конвейерів.

Переваги пасової передачі (у порівнянні з ланцюговою передачею):

- простота конструкції та обслуговування;
- низька вартість виготовлення;
- можливість передавання руху між валами на значну відстань;
- плавність та безшумність в роботі;

– запобігання різькому перевантаженню деталей.

До недоліків пасової передачі належать:

- великі габарити;
- несталість передаточного відношення;
- підвищене навантаження валів та їх опор;
- низька довговічність пасів (1000...5000 годин).

3.2. Особливості конструкцій плоско - та клинопасових передач

Плоскопасові передачі до появи клинопасових мали переважне використання за наступними найбільш поширеними схемами :

- з паралельними валами та однаковим напрямом обертання (рис. 3.3,а);
- з паралельними валами та протилежними напрямками обертання (рис. 3.3,б);
- з мимобіжними валами (рис. 3.3,в);
- з валами, осі яких перетинаються.

Для клинопасових передач окрім схеми за рис.3.3,а застосовують схему з декількома ведучими шківками (рис.3.4).

Рис. 3.3

Пасові передачі зі ступінчастими шківками (рис.3.5) допускають дискретну зміну параметрів руху.

Рис.3.4.

Рис.3.5.

Переваги клинопасової передачі в порівнянні з плоскопасовою:

- можливість передавання обертового моменту від одного ведучого кільком веденим валам;
- більша компактність передачі;
- менші зусилля на вали та опори;
- підвищена тягова здатність.

Ці переваги пояснюються умовами зчеплення пасів зі шківками. Якщо розглянути елементи паса, притиснутого до шківки силою Q (рис.3.2.а,б), то сила тертя між плоским пасом та шківком:

$$F_{sn} = Q \cdot f,$$

де f - коефіцієнт тертя, а сила тертя між клиновим пасом та шківом:

$$F_{sk} = 2F_k \cdot f = 2 \cdot \frac{Q}{2 \sin \frac{\varphi}{2}} \cdot f \approx Q \cdot 3f \quad (\text{при } \varphi=40^\circ),$$

тобто клинова форма паса з кутом $\varphi=40^\circ$ збільшує його зчеплення майже у три рази. Подальше зменшення величини кута φ з метою підвищення сил тертя не доцільно, оскільки виникає само заклинювання паса і зниження його довговічності.

Недоліками клинопасової передачі слід рахувати: менший К.К.Д та довговічність пасу, вища вартість шківів.

Лекція 4

3.3 Кінематичні та геометричні параметри

Дослідженнями проф. Н.Є.Жуковського руху паса в пасовій передачі показано, що слід відрізняти два види ковзання паса по шківу: пружне — неминуче при нормальній роботі, та буксування — при перевантаженні. Природа пружного ковзання пояснюється за допомогою рис.3.6.

Рис.3.6

На рис.3.6,а, де показана модель пасової передачі, до обох кінців нитки зачеплені однакові вантажі F_1 , які спричиняють появу однакових деформацій ε_1 лівої та правої частин нитки. Між ниткою та нерухомим барабаном виникає рівномірне контактне тиснення. Якщо на правому кінці зменшити вантаж до величини F_2 так, щоб вся система залишилась в рівновазі, то зменшаться і деформації правої частини нитки до величини ε_2 . Відносне скорочення довжини нитки $\xi = \varepsilon_1 - \varepsilon_2$ розповсюдиться вздовж нитки по дузі обхвату, яка визначається кутом ковзання α_k , тобто відбудеться пружне ковзання нитки по поверхні барабану з права наліво. На дузі АВ нитка за рахунок сил тертя знаходиться у спокої, а контактне тиснення між ниткою та барабаном стає нерівномірним (рис.3.6,б). Подальше зменшення вантажу F_2 призведе до росту α_k аж до $\alpha_k^{\text{крит}}$, коли порушиться рівновага системи нитка-вантаж і настає буксування (сповзання) нитки по нерухомому барабану.

Аналогічні ковзання мають місце при роботі пасової передачі (3.6,в). При цьому дуга спокою на обох шківках розташована з боку набігаючої вітки пасу.

Таким чином, пружне ковзання – неминуче явище в пасовій передачі; воно спричинюється різницею навантаження ведучої та веденої віток пасу.

Співвідношення швидкості V_1 ведучої вітки та веденої V_2 знаходять за виразом:

$$V_2 = V_1(1 - \xi) \quad (3.1)$$

Передаточне відношення з урахуванням (3.1):

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_2}{d_1(1 - \xi)} \quad (3.2)$$

де ξ – коефіцієнт ковзання; ($\xi = 0,01$ для прогумованих плоских пасів; $\xi = 0,02$ для кордтканинних клинових пасів).

Основними геометричними параметрами пасових передач є (рис.3.1): діаметри шківів (d_{n1}, d_{n2}), між осьова відстань (a), кут сходження віток пасу (β), кути обхвату (α_1, α_2) шківів пасом, довжина пасу (L). Всі геометричні параметри пасової передачі підраховують після проектного розрахунку.

3.4. Сили та напруження в пасі.

В пасі виникають сили від попереднього натягу (F_0), від робочого навантаження (F_T) та від дії відцентрових сил (F_V), які утворюють навантаження F_1, F_2 відповідно ведучої та веденої віток пасу (рис.3.7). Попередній натяг забезпечує необхідне його зчеплення зі шківками.

Рис. 3.7

З умови рівноваги ведучого шківка при передаванні обертового моменту T (рис. 3.7,б; α_{ki} – дуга ковзання на i -тому шківі; α_{ci} – дуга спокою на i -тому шківі):

$$F_1 - F_2 = F_T, \quad \text{де} \quad F_T = \frac{2T}{d_1}, \quad (3.3)$$

а з урахуванням попереднього натягу

$$F_1 = F_0 + F_T; \quad F_2 = F_0 - 0,5F_T \quad (3.4)$$

Зв'язок робочих зусиль F_1, F_2 з умовами тертя пасу по шківкам визначають

формулами Ейлера:

$$F_1 = \frac{F_T \cdot e^{\alpha f}}{e^{\alpha f} - 1}; \quad F_2 = \frac{F_T}{e^{\alpha f} - 1}; \quad (3.5)$$

які віддзеркалюють лише якісну картину роботи передачі, оскільки не враховують пружне ковзання пасу, його деформацію та вагу. Для підвищення корисної сили F_t пасової передачі рекомендують збільшити коефіцієнт тертя f та кут обхвату α шківка пасом, що практично досягається, наприклад,

використанням натяжних пристроїв, спеціальних конструкцій шківів та клинових пасів.

Вплив відцентрових сил F_V можна не враховувати, якщо швидкість паса $V < 10$ м/с. Такий режим роботи пасових передач характерен для більшості приводів загального машинобудування. Шкідливу дію відцентрових сил на тягову здатність пасової передачі зменшують використанням натяжних пристроїв.

Сили F_1, F_2 необхідні для визначення навантаження валів та напружень в вітках паса. На практиці навантаження вала від дії F_1 та F_2 розраховують за наближеною формулою (помилка менша 7%):

$$R \approx 2F_0 \cos \frac{\beta}{2} = 2F_0 \cos(90 - \frac{\alpha}{2}) = 2F_0 \sin \frac{\alpha}{2} \quad (3.6)$$

Визначеним силам F_0, F_T, F_V у вітках паса відповідають напруження $\sigma_0, \sigma_T, \sigma_V$:

$$\sigma_0 = \frac{F_0}{A}; \quad \sigma_T = \frac{F_T}{A}; \quad \sigma_V = \frac{F_V}{A},$$

де A – площа перерізу паса.

В перерізах паса при огинанні шківів додатково виникають напруження згину $\sigma_{зг}$ (рис. 3.8), які визначають за відомою з курсу опору матеріалів формулою:

$$\sigma_{зг} = E (y_{\max}/r) \quad (3.7)$$

Враховуючи, що $y_{\max} = \delta/2; r \approx d/2$, маємо:

$$\sigma_{зг} = E \cdot \delta/d \quad (3.8)$$

Рис.3.8

Напруження згину $\sigma_{зг}$ не впливають на тягову здатність передачі, змінюються за віднульовим циклом і є основною причиною втомлювального руйнування паса.

З урахуванням відомих напружень $\sigma_0, \sigma_T, \sigma_V, \sigma_{зг}$ будують епюру розподілу напружень по довжині паса (рис. 3.9) та визначають характер і частоту циклу зміни напружень в перерізі паса (рис.3.10)

Максимальне напруження відмічається у ведучій (нижній) вітці (рис.3.9), в тому перерізі, який набігає на ведучий (менший) шків

$$\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_V + \sigma_{z\ell} = \sigma_0 + 0,5\sigma_T + \sigma_V + \sigma_{z\ell}, \quad (3.9)$$

Отже умовою міцності паса є вираз:

$$\sigma_{\max} = \sigma_0 + 0,5\sigma_T + \sigma_V + \sigma_{z\ell} \leq [\sigma_p] \quad (3.10)$$

де $[\sigma_p]$ – допустиме напруження паса на розтяг.

Оскільки σ_0 , σ_v , $\sigma_{z\ell}$ не залежать від зовнішнього корисного навантаження T , вираз (3.10) доцільно представити у вигляді:

$$\sigma_T = 2([\sigma_p] - \sigma_0 - \sigma_V - \sigma_{z\ell}) \leq [\sigma_T], \quad (3.11)$$

де $[\sigma_p]$ – допустиме корисне напруження, яке визначається емпіричним шляхом тому, що на роботоздатність пасової передачі впливає багато факторів (пружне ковзання, сили тертя, і т.д.), теоретична оцінка яких має низьку достовірність.

3.9. Визначення допустимого корисного напруження паса за кривими ковзання.

Визначення допустимого корисного напруження паса виконують експериментально за кривими ковзання, які будують в координатах ξ , φ ;

(φ – коефіцієнт тяги, $\varphi = \frac{\sigma_T}{2\sigma_0}$). В експерименті використовують базову

передачу (горизонтальне розташування передачі, $u = 1$; $V = 10$ м/с) для фіксованого попереднього натягу F_0 , збільшують корисне навантаження F_T і фіксують пружне ковзання (ξ) та К.К.Д.(η), що дає змогу побудувати криві ξ та η (рис. 3.11).

Рис.3.11.

З кривих на рис.3.11 виходить, що робоче навантаження треба вибрати в околиці φ_0 , бажано $\varphi \leq \varphi_0$. З цієї умови допустиме корисне напруження базової передачі

$$[\sigma_T] = 2\sigma \cdot \varphi_0 \quad (3.12)$$

Для конкретної (проектуючої) передачі, яка відрізняється від базової конструкцією та умовами експлуатації, $[\sigma_T]$ визначають формулою

$$[\sigma_T] = 2\sigma_0 \cdot \varphi_0 \cdot C_\alpha \cdot C_V \cdot C_p \cdot C_0 \quad (3.13)$$

- де C_α – коефіцієнт кута обхвату пасом малого шківів;
 C_v – коефіцієнт впливу на роботу передачі відцентрових сил;
 C_p – коефіцієнт режиму роботи;
 C_0 – коефіцієнт, який враховує вид передачі та кут її нахилу до горизонту.

Лекція 5

3.6 Розрахунки пасових передач

Досвід експлуатації пасових передач показує, що їх роботоздатність в першу чергу обмежується тяговою здатністю, а потім довговічністю паса. Тягова здатність – це міцність зчеплення паса зі шківів. Довговічність паса пов'язана з можливістю його втомлювального руйнування внаслідок циклічної зміни напружень (рис.3.10). Тому розрахунок тягової здатності з'являється проектним, а розрахунок на довговічності – перевірочним.

3.6.1 Розрахунок тягової здатності

Розрахунок тягової здатності пасових передач зводять до визначення розрахункової площини перерізу паса (пасів) за умовою (3.11):

$$A = \frac{F_T}{[\sigma_T]}, \quad (3.14)$$

де $A = b\delta$ – для плоскопасової передачі (рис.3.2,а);

$A = z' \cdot A_0$ – для клинопасової передачі (рис.3.2,б);

z' – число клинових пасів;

A_0 – площа перерізу одного клинового паса.

На практиці виникає необхідність конструювати плоский пас з тим чи іншим числом k шарів (прокладок), тому його ширину визначають за питомим корисним навантаженням q_T , що може передаватися однією прокладкою:

$$q_T = \frac{F_T}{bk} \leq [q_T], \quad (3.15)$$

де $[q_T] = 2q_0\varphi_0C_\alpha C_v C_p C_0$ – допустиме питоме корисне навантаження створюваної передачі, що припадає на одну прокладку;

q_0 – питома сила попереднього натягу паса, що припадає на одну прокладку в умовах роботи базової передачі.

Методика визначення $[q_T]$ не відрізняється від методики визначення $[\sigma_0]$ (див. п. 3.5). Тобто з виразу (3.15) маємо:

$$b \geq \frac{F_T}{[q_T]k}, \quad (3.16)$$

При конструюванні клинопасової передачі зручно підбирати число z' клинових пасів стандартного перерізу за допустимою потужністю $[N]$ для одного паса. З формули (3.14) з урахуванням коефіцієнту числа пасів знаходимо z' :

$$z' = \frac{F_T}{C_z A_0 [\sigma_T]} = \frac{N}{[N]} \leq [z], \quad (3.17)$$

де $[N]$ – допустима потужність на один клиновий пас,

$$[N] = (N_0 C_\ell C_\alpha + \Delta N_{зг}) C_p ;$$

N_0 – допустима потужність на один пас спокійно працюючої передачі, в якій $u = 1$; $\alpha = 180^\circ$;

$\Delta N_{зг}$ – поправка до потужності, яка враховує вплив згину на довговічність пасу;

C_ℓ – коефіцієнт, який враховує вплив довжини пасу на його довговічність;

$[z]$ – допустиме число пасів, $[z] \leq 8$ (доцільно $3 \leq [z] \leq 6$).

Для поліклинового пасу число ребер z :

$$z = \frac{10N}{[N]}, \quad (3.18)$$

3.6.2 Розрахунок на довговічність

Довговічність залежить не тільки від величини напружень, а частоти циклів, тобто від числа згинів пасу. Оскільки один цикл напружень (рис.3.10) відповідає повному пробігу пасу, то спрощена оцінка довговічності пасу може бути виконана за умовою обмеження його пробігів ν в одиницю часу:

$$\nu = \frac{V}{L} \leq [\nu] \quad , \quad (3.19)$$

де $[\nu]$ – допустиме число пробігів;

$[\nu] \leq 3 \dots 5 c^{-1}$ для плоских гумотканинних пасів;

$[\nu] \leq 10 \dots 15 c^{-1}$ для клинових пасів.

Якщо умова (3.19) не виконується, то підвищити довговічність пасу можна, наприклад, за рахунок збільшення довжини пасу.

Оцінку довговічності виконують частіше тільки для плоских пасів, оскільки в розрахунках тягової здатності клинопасових передач фактор довговічності пасу враховується коефіцієнтом C_ℓ та поправкою $\Delta N_{зг}$.

Деякі перспективи вдосконалення пасових передач пов'язані з застосуванням нових синтетичних матеріалів для пасів та уточненням методів розрахунку тягової здатності передач і довговічності пасів.

Тема 4. Ланцюгові передачі.

4.1 Загальні відомості

Ланцюгову передачу відносять до передач руху зачепленням, а корисного навантаження – гнучкою ланкою.

Ланцюгова передача складається з ведучої 1 та веденої 2 зірочок, ланцюга 3 у вигляді замкнутого контуру і, в деяких випадках, пристроїв для регулювання натягу ланцюга, наприклад, підпружинений натяжний ролик 4 (рис.4.1).

Рис.4.1

Ланцюгові передачі відрізняють за наступними основними відзнаками:

- типом ланцюга: вантажні, тягові, приводні;
- видом приводного ланцюга: роликові, втулкові, зубчасті;
- кількістю зірочок в передачі: двозірчкові, багатозірчкові;
- можливістю зміни міжосьової відстані: регульовані, нерегульовані;
- способом регулювання натягу ланцюга: натяжною зірочкою, зміщенням опор;
- конструктивним виконанням: відкриті, закриті;
- розташуванням у просторі: горизонтальні, нахилені, вертикальні;
- способом змащування: неперервне, періодичне.

Деякі переваги ланцюгових передач в порівнянні з пасовими:

- значно більша вантажна здібність;
- більша компактність;
- мале навантаження на опори;
- можливість передавання обертового руху одним ланцюгом кільком валам.

До недоліків частіше відносять:

- високу вартість виготовлення;
- спрацьовування деталей ланцюгової передачі;
- більші витрати на експлуатацію;
- підвищений шум передачі у роботі;
- застосування натяжних пристроїв.

Ланцюгові передачі використовують частіше при передаванні потужності такої величини і на такі відстані, коли пасові передачі не надійні, а зубчасті не прийнятні. Такі ситуації характерні для сільгоспмашин, тракторних та гірничорудних механізмів, підйомно-транспортного обладнання (ПТО).

В вантажно-підйомних механізмах (лебідки, талі) вантажні ланцюги застосовують для підвішування, підйому та переміщення вантажу. В машинах неперервного транспорту (конвеєри, елеватори, ескалатори) до тягових ланцюгів закріплюють вантажонесучі елементи.

В приводах загального призначення використовують приводні ланцюги з метою зниження частоти обертання двигуна (від 2 до 6 разів), передавання середніх потужностей (до 100 кВт) на відстань до 8м і з швидкістю до 15-20м/с.

4.2 Деталі приводних ланцюгових передач

Приводні ланцюги складаються з окремих типових елементів, що з'єднуються за конструкцією частіше двома способами: втулка-валик, валик по валику.

На рис.4.2 показана найбільш поширена конструкція роликового однорядного ланцюга, а на рис.4.3 – конструкція зубчастого ланцюга.

Рис.4.2

Рис.4.3

Роликовий ланцюг складається : пластина зовнішньої 1 та внутрішньої 2 ланок, валик 3, втулка 4, ролик 5. Пластини 1 напесовані на валики 3, які на торцях розвальцьовані, а пластини 2 напесовані на втулки 4. Кожне з нерухомих з'єднань (1,3 та 2,4) попарно утворюють шарнір; ролик на втулці, вільно обертаючись при вході у зачеплення із зубцями зірочки, зменшує відповідно тертя. Багаторядність ланцюга дозволяє підвищити вантажну здібність передачі.

Втулковий ланцюг відрізняється від роликового відсутністю ролика 5. Втулкові ланцюги простіші за конструкцією, мають меншу масу, більш дешеві, але менш стійкі проти спрацювання і можуть бути одно - та дворядні.

Втулкові ланцюги допускають швидкість до 10 м/с, роликові до 15 м/с.

Зубчастий ланцюг складається з набору фасонних зовнішніх 1 та внутрішніх 2 пластин, з'єднаних шарнірами, які можуть бути двох конструктивних виконань. Шарніри ковзання (рис. 4.3, лівий) складаються з валиків 3 та вкладишів 4, що закріплені в пластинах по всій ширині ланцюга. Шарніри кочення (рис. 4.3, правий) виготовляють з двома сегментними вкладишами 5. При взаємному повороті пластин 1 і 2 вкладиші 5 перекочуються, а не ковзають, що дозволяє підвищити К.К.Д. та довговічність ланцюга. Ці ланцюги дозволяють швидкість до 35 м/с.

До основних параметрів ланцюгів відносять шаг t , руйнівне навантаження $Q_{руйн}$ та число рядів Z_p .

В загальному машинобудуванні переважно (понад 90% кількості ланцюгових передач) використовують роликові ланцюгові передачі.

Зірочки за призначенням бувають ведучі, відомі, допоміжні; за конструктивним виконанням – монолітні, дискові, зі спицями. Зубці зірочок з метою збільшення стійкості проти спрацювання виготовляють за спеціальними профілями, геометрія яких регламентована стандартом.

Профільювання зубців зірочок передач із зубчастими ланцюгами декілька простіше, оскільки робочі профілі фасонних пластин прямолінійні.

Ланцюги та зірочки виготовляють з вуглецевих та легованих сталей з відповідною термічною та хіміко-термічною обробкою.

Лекція 6.

4.3 Кінетостатика та геометрія передач

Основна відміна руху ланцюга від руху паса полягає в тому, що ланцюг охоплює не коло, а багатокутник як геометричну модель зірочки. При його повороті колісні швидкості точок контуру різні: у вершині – V_{\max} , посередині боку – V_{\min} . Отже в межах кутової відстані, визначеної сусідніми зубцями зірочки, швидкість ланцюга змінна.

В довільному положенні зірочки-багатокутника (рис.4.4,а) вектор швидкості ланцюга V_l , перпендикулярний до радіуса R_1 , може бути зображений у вигляді суми двох векторів – повздовжньої $V_{\text{пов}}$ та поперечної $V_{\text{поп}}$ складових швидкості V_l , які визначаються виразами:

$$V_{\text{пов}} = V_l \cdot \cos \alpha \quad ; \quad V_{\text{поп}} = V_l \cdot \sin \alpha, \quad (4.1)$$

де
$$-\frac{\varphi}{2} \leq \alpha \leq \frac{\varphi}{2}, \quad \varphi = \frac{2\pi}{z_1},$$

а їх графіки зміни показані на рис.4.4,б.

Рис.4.4

Формули (4.1) свідчать про те, що негативні кінематичні, а отже і динамічні, властивості ланцюгової передачі виявляються сильніше із зменшенням числа зубців. В розрахунках геометричних параметрів передачі число зубців z_1 меншої (ведучої) зірочки та крок ланцюга t підбирають, вирішуючи східні протиріччя між довговічністю та вантажною здатністю передачі. З одного боку, ланцюги з великим кроком мають більшу несучу здатність, але допускають значно менші кутові швидкості ведучої зірочки, сприяють збільшенню нерівномірності руху ланцюга, отже динамічних навантажень, підвищеному спрацюванню як ланцюга, так і зірочок, руйнуванню ланцюга. З другого боку зменшення величини кроку ланцюга і відповідно збільшення числа зубців на ведучій зірочці сприяють підвищенню плавності роботи та зменшенням її спрацювання, однак внаслідок

непередбаченого навіть незначного збільшення кроку ланцюга, яке спричиняється ,наприклад, спрацюванням, може статися втрата зачеплення і руйнування передачі.

Для вирішення вищезначених протиріч спираються на досвід експлуатації: крок ланцюга вибирають в залежності від частоти обертання ведучої зірочки, а число зубців z_1 – в залежності від передаточного відношення.

Передаточне відношення передачі:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{R_2}{R_1} \cdot \frac{\cos \alpha_2}{\cos \alpha_1} \quad (4.2)$$

являє собою також змінну величину, характер якої залежить від α_1 та α_2 , тобто Z_1 та Z_2 .

На практиці змінність кінематичних характеристик ланцюгових передач не враховують, оскільки вона не велика (до 1...2%), а розрахунок виконують за середньою швидкістю руху ланцюга:

$$V_l = \frac{Z_1 n_1 t}{60000} \quad (4.3)$$

Тоді з урахуванням (4.3) передаточне відношення

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} \quad (4.4)$$

Число зубців веденої зірочки z_2 після вибору z_1 визначають як

$$Z_2 = i \cdot Z_1 \quad (4.5)$$

До основних геометричних параметрів ланцюгової передачі належать також діаметри ділільних кіл d_{o1} , d_{o2} зірочок, міжосьова відстань a , довжина ланцюга L .

Діаметри ділільних кіл визначають за формулою

$$d_{oi} = \frac{t}{\sin \frac{\pi}{z_i}}, \quad (4.6)$$

Оптимальні за спрацюванням шарнірів ланцюга та коливаннями веденої вітки значення a_t , рекомендують вибирати в діапазоні:

$$a_{tonm} = (30...50)t, \quad (4.7)$$

Довжину ланцюга визначають числом ланок за формулою

$$L_t = 2 \frac{a_t}{t} + \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \left(\frac{Z_1 + Z_2}{2\pi} \right)^2 \cdot \frac{t}{a} \quad (4.8)$$

Розрахункове значення L_t округляють до найближчого парного числа для того, щоб не використовувати менш міцні спеціальні перехідні ланки.

При роботі передачі ведуча та ведена вітки розтягуються відповідно силами:

$$F_{\text{вдр}} = K_i F_t + F_q + F_v, \quad F_{\text{вдн}} = F_q + F_v, \quad (4.9)$$

де F_t - колова сила; $F_t = \frac{1000 \cdot N}{V}$;

K_1 - коефіцієнт, який враховує характер навантаження;

F_q - сила, яка спричинена вагою вітки, $F_q = k_f \cdot q \cdot g \cdot a$,

K_f - коефіцієнт провисання;

q - маса 1м. ланцюга;

g - прискорення сили тяжіння, $g=9.8 \text{ м/с}^2$

F_v - сила, яка спричинена відцентровим навантаженням, $F_v=q \cdot V^2$

(F_v враховується при $V>12\text{м/с}$).

На практиці силу, що діє на вал ланцюгової передачі, нахиленої до горизонту не більше 40° , приблизно підраховують за виразом:

$$R = (1,15...1,20) F_t \quad (4.10)$$

4.4. Критерії роботоздатності та розрахунку.

Вихід з ладу ланцюгових роликів передач обумовлюється:

- спрацюванням шарнірів;
- спрацюванням зубців зірочок;
- втомним руйнуванням ланцюгів ;
- руйнуванням ланцюга при дії великих короточасних перевантажень;

Для більшості умов роботи ланцюгових роликів передач основною причиною втрати роботоздатності є спрацювання шарнірів ланцюга, яке приведе до збільшення кроку ланцюга (витягування ланцюга), зачепленню краями зубців і в подальшому можливій втраті зачеплення (рис. 4.5). Граничне витягування ланцюга в машинах загального машинобудування не повинно перевищувати 2...2,5%.

До аналогічних результатів (втрати зачеплення) приведе спрацювання зубців зірочок, яке зустрічається рідко.

Таким чином основним критерієм роботоздатності ланцюгових роликів передач є стійкість проти спрацювання шарнірів ланцюга.

Рис 4.5.

4.5. Розрахунки передач

4.5.1. Проектний розрахунок роликів ланцюга.

Проектний розрахунок роликів ланцюга зводять до уточнення попередньо вибраного кроку t з умови обмеження спрацювання шарнірів при заданих N , n , i та характерові експлуатації (постійне навантаження чи навантаження з товчками). Для розрахунку застосовують вираз (1.17)

$$p \leq [p],$$

$$\text{де} \quad p = \frac{F_t}{S_{on}} ; \quad F_t = \frac{1000 \cdot N}{V} ; \quad S_{on} = S_t \cdot t^2 ; \quad (4.11)$$

S_{on} - проекція опорної поверхні шарніра;

Для роликів ланцюгів згідно із стандартом коефіцієнт $S_t = 0,28$.

З урахуванням формул (1.7), (4.11), характеру експлуатації (коефіцієнт K_e) та конструкції ланцюга (коефіцієнт рядності ланцюга K_m) розрахункове значення кроку ланцюга визначають з виразом:

$$t \geq 1833 \sqrt[3]{\frac{10N \cdot K_e}{z \cdot n \cdot [p] \cdot S_t \cdot K_m}}, \quad (4.12)$$

після чого за стандартом підбирають ланцюг.

4.5.2. Перевірочний розрахунок роликowego ланцюга.

Для вибраного ланцюга перевіряють стійкість шарнірів проти спрацювання за виразами (1.17) та (4.11):

$$p \leq [p],$$

а також термін служби заумовою:

$$T = 5200 \frac{\Delta t \cdot K_c \cdot \sqrt{z_1} \cdot \sqrt[3]{a_t \cdot i}}{p \cdot \sqrt[3]{v} \cdot K_e}, \quad (4.13)$$

де $K_c = \frac{K_{cn}}{\sqrt{v}}$, K_{cn} – табличний коефіцієнт засоба змащування;

$\Delta t = 3\%$ – допустиме збільшення кроку ланцюга;

Остаточно перевіряють запас міцності ланцюга при короткочасному перевантаженні:

$$n = \frac{Q_{руйн}}{F_{вдг}} > [n] \quad (4.14)$$

де $Q_{руйн}$ – руйнівне навантаження, яке задається у стандарті на приводні ланцюги;

$[n]$ – мінімальний запас міцності ланцюга, $[n] = 5 \dots 6$.

4.5.3. Розрахунок зубчастого ланцюга.

Розрахунок зубчастого ланцюга з шарнірами кочення проводять за півемпіричним виразом, виходячи з критерію спрацювання, шляхом визначення ширини ланцюга:

$$B = \frac{0,25 F_t \sqrt[3]{V}}{t} \cdot K_e \quad (4.14)$$

Перевірочний розрахунок зубчастого ланцюга виконують за формулою (4.14) при $[n] = 20 \dots 25$.

Деякі перспективи вдосконалення та дослідження роликowych передач пов'язані з:

- оптимізацією параметрів передачі й уточненням розподілу сил між зубцями з урахування ударного навантаження;
- оптимізацією профілю зубців зірочок; застосуванням полімерних матеріалів для виготовлення зірочок;
- підвищенням твердості і точності виготовлення деталей.

Лекція 7

Тема 5. Циліндричні та конічні зубчасті передачі.

5.1 Загальні відомості про зубчасті передачі

Зубчасті передачі – найрозповсюдженіші механічні передачі у сучасному машинобудуванні. Зубчасті колеса виготовляють розміром від кількох міліметрів до 10м, вони здатні передавати потужності до 100000кВт, працювати з кованими швидкостями до 150 м/с.

Зубчасті передачі в більшості випадків складаються з двох коліс, на ободі яких розміщені зубці; працюють за принципом зачеплення безпосередньо ведучого та веденого коліс. Тобто обертання ведучого зубчастого колеса (шестірні), наприклад, перетворюється в обертання веденого шляхом надавлювання зубців першого колеса на зубці другого.

Зубчасті передачі класифікують за:

- 1) можливістю перетворення характеру руху:
 - обертальний рух ведучого колеса перетворюється в обертальний рух веденого (рис.5.1,а);
 - обертальний рух ведучого колеса перетворюється в поступальний рух рейки (рис.5.1,б)

Рис.5.1

- 2) можливістю руху опор валів:
 - рядові передачі, в яких опори валів нерухомі (рис.5.1,а; рис.5.2,а);
 - планетарні передачі, в яких опори валів здійснюють обертовий рух (рис.5.2,б);

Рис.5.2

- 3) властивістю до деформації форми коліс:
 - жорсткі (рис.5.1; рис.5.2);
 - гнучкі (хвильове деформування)

- 4) взаємним розміщенням валів:
- паралельні (рис.5.1,а; рис.5.2; рис.5.3,а);
 - перетинаються (рис.5.3,б – кут перетину складає 90^0);
 - мимобіжні у просторі (рис.5.3,в – черв'ячна передача);

Рис.5.3

- 5) відносним розміщенням поверхней вершин та впадин:
- зовнішнє зачеплення (рис.5.1; рис.5.3);
 - внутрішнє зачеплення (рис.5.2);
- б) формою зубців:
- прямозубі (рис.5.4,а);
 - косозубі, шевронні (рис.5.4,б; рис.5.4,в);
 - кругові зубці (рис.5.4,г);

Рис.5.4

- 7) формою профілю зубців:
- евольвентний (рис.5.5,а);
 - круговий (рис.5.5,б – один із можливих профілів);
 - циклоїдний (рис.5.5,в – один із можливих профілів);

Рис.5.5

- 8) функціональним призначенням:
- силові та кінематичні;

- підвищуючи та понижуючи швидкість обертання;
- тихохідні ($v \leq 3\text{м/с}$), швидкохідні ($v > 15\text{м/с}$);
- 9) конструктивним виконанням:
 - відкриті ($v \leq 2\text{м/с}$) та закриті;
 - одно - чи багатоступінчасті;
 - комбіновані (конічно-циліндричні, черв'ячно-циліндричні і т.д.);
 - без двигуна, з двигуном (мотор-редуктор).

Переважна більшість зубчастих коліс має жорстку конструкцію і використовується для перетворення параметрів обертового руху. Серед відомих найбільш поширені циліндричні передачі евольвентного зовнішнього зачеплення з нерухомими опорами валів. Все більше поширення набувають планетарні передачі, які будучи компактними, мають широкі кінематичні можливості. Косозубі циліндричні колеса застосовують для відповідальних швидкісних та високо навантажених передач. Більше 30% об'єму застосування усіх циліндричних коліс в машинах – косозубі; цей процент безперервно зростає. Передачі з внутрішнім зачепленням більш компактні, але і більш коштовні при виготовленні та експлуатації. Вантажна здатність конічної прямозубої передачі складає лише 0,85 циліндричної; вони більш коштовні. Гіперболоїдні (гепоїдна, гвинтова, черв'ячна) передачі з мимобіжними у просторі валами працюють плавніше, але мають менший к.к.д, більші спрацьовування; використовують для передач середніх та малих потужностей. Серед невольвентних зачеплень значне поширення має зачеплення Новікова (кругові профілі зубців), яке характеризується високою міцністю зубців. Агрегат з понижуючою швидкість обертання двигуна передачею називають редуктором; з підвищуючою передачею – мультиплікатор. Закриті передачі мають добре змащування і допускають підвищені коллові швидкості.

В підйомно-транспортних машинах зубчасті передачі використовують дуже широко: циліндричні косозубі (менш конічні) закриті - для підйомних механізмів (талей, лебідок); підйомників; механізмів підйому, переміщення та повороту кранів, приводів конвейєрів; черв'ячні передачі – в механізмах поворотів кранів, лебідках ліфтів (переважно глобоїдні); гвинтові передачі – для домкратів, в механізмі виліту стріли деяких кранів. Все більш широке застосування знаходять мотор-редуктори з планетарними передачами. Перспективним для ПТМ є використання хвильових передач. В гідравлічних машинах зубчасті передачі зустрічаються обмежено, наприклад циліндричні прямозубі використовують для шестеренних насосів, а передачу гвинт-гайка – для гвинтових насосів. Для редукторів турбін та турбомашин використовують переважно циліндричні косозубі передачі, а для валоповоротного пристрою – черв'ячну передачу.

Основні переваги зубчастих передач:

- компактність;
- висока вантажна здібність;
- велика надійність та довговічність;
- сталість передаточного відношення;
- широкий діапазон швидкостей та передаточних відношень.

До недоліків зубчастих передач належать:

- відносно високі вимоги до точності виготовлення та монтажу;
- шум при роботі з високими швидкостями;
- потреба в постійному змащуванні;
- неможливість безступеневої зміни передаточного відношення.

5.2 Основи теорії евольвентного зачеплення.

Кінематичною умовою придатності профілів зубців зубчастих коліс є сталість миттєвого передаточного відношення, тобто:

$$\boxed{i = \text{const}} \quad (5.1)$$

Умова (5.1) забезпечується, коли профілі зубців окреслені кривими, які задовольняють вимогам основного закону зачеплення: профілі зубців двох коліс повинні бути такими, щоб спільна нормаль до них у довільній точці дотикання профілів проходила через полюс зачеплення, який ділить міжосьову відстань на відрізки, обернено пропорційні кутовим швидкостям зубчастих коліс.

Для пояснення вищевказаного розглянемо площинну картину спряження пари зубців в зачепленні: ведучий 1 та ведений 2, які торкаються в точці S – точці зачеплення при незмінній міжосьовій відстані O_1O_2 (рис.5.6). Колові швидкості точки S відносно центрів обертання O_1 та O_2 визнаються:

$$V_1 = O_1 S \cdot \omega_1; \quad V_2 = O_2 S \cdot \omega_2;$$

Для забезпечення безперервного контакту двох зубців треба, щоб проекції V_1 та V_2 на нормаль n до профілів в точці контакту були однакові, тобто:

$$V_1^n = V_2^n$$

З рис.5.6 виходить:

$$V_1^n = \omega_1 \cdot r_{b1}; \quad V_2^n = \omega_2 \cdot r_{b2};$$

тобто:

$$\frac{r_{b2}}{r_{b1}} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = i$$

З подібності $\Delta CO_2\Pi$ та $\Delta BO_1\Pi$:

$$\frac{r_{b2}}{r_{b1}} = \frac{O_2\Pi}{O_1\Pi}$$

Порівнюючи два останні вирази, маємо

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_{b2}}{r_{b1}} = \frac{O_2\Pi}{O_1\Pi}, \quad (5.2)$$

Рис.5.6

тобто, якщо умова (5.2) виконується для довільних положень спряжених контактуючих зубців, то точка перетину Π лінії n з міжосьовою відстанню a_w має незмінне положення, яке називають полюсом, а нормаль n – лінією зачеплення. Лінія зачеплення – геометричне місце точок контакту спряжених

зубців при обертанні зубчастих коліс (рис.5.7, де S' – початок, S''' – закінчення контакту; точки S' та S''' співпадають відповідно з точками C та B на рис. 5.6).

Рис. 5.7

Рис. 5.8

З великої кількості кривих, які задовольняють вимозі (5.2), найбільш широке використання набула евольвента, що забезпечує:

- пряму лінію зачеплення, яка до того ж є відтворюючою евольвентного профілю (рис. 5.8);
- нечутливість до незначних змін міжосьової відстані;
- високу технологічність виробництва коліс.

Лекція 8

5.3 Основні параметри та умови роботи циліндричних прямозубих передач.

Всі поняття та терміни, які відносяться до геометрії зубчастих передач, стандартизовані. Стандарти встановлюють терміни, визначення, позначення, та методи розрахунку основних параметрів, які показані на рис.5.9 (параметрам шестірні відповідає індекс "1", колеса – "2").

d_w – діаметр початкового кола;
 d – діаметр діляльного кола;
 d_a – діаметр кола вершин зубців;
 d_f – діаметр кола впадин зубців;
 d_b – діаметр основного кола;
 h_a – висота головки зуба;
 h_f – довжина ніжки зуба;
 P_b – основний крок зубців;
 S_t – колова товщина зуба;
 l_t – колова ширина впадин;
 c – радіальна щілина;
 j – бічна щілина;
 r_f – радіус впадин.

Рис.5.9

Початкові кола в кінематичному розумінні визначають зачеплення зубчастих коліс в полюсі ($V_1 = V_2$, рис. 5.6). Із зміною величини a_w змінюється діаметри початкових кіл. Отже пара зубчастих коліс може мати множину початкових кіл, а у окремо взятого коліса початкового кола не існує, оскільки це – кінематичне поняття пари коліс.

Ділильні кола – база для визначення розмірів елементів зубців: вони ділять зубець на головку та ніжку. Ділильне коло на відміну від початкового, - реальна постійна геометрична фігура окремо взятого зубчастого коліса. При зміні міжосьової відстані величина d не змінюється. У більшості зубчастих передач, за виключенням коригованих зачеплень, діаметри ділильних та початкових кіл співпадають. Тобто міжосьова відстань пари зубчастих коліс визначається як

$$a_w = a = (d_{w1} + d_{w2})/2 = (d_1 + d_2)/2 \quad (5.3)$$

Основне коло визначає форму евольвенти. Зі збільшенням діаметра d_b евольвенти стає більш пологою і при $d_b \rightarrow \infty$ перетворюється у пряму лінію, а зубчасте колесо – у зубчасту рейку з прямолінійним профілем зубців (рис. 5.1, б).

Основний крок зубців P_b – відстань між однойменними профілями двох сусідніх зубців по дузі основного кола. Для пари спряжених коліс основний крок повинен бути однаковим. Коловий крок вимірюється по дузі ділильного кола. Оскільки $d_w = d \cdot \cos \alpha_w$ (див. ΔCO_2P чи ΔBO_1P на рис. 5.9), то:

$$P_b = P \cdot \cos \alpha_w \quad (5.4)$$

де α_w – кут зачеплення (кут між лінією зачеплення n та дотичною ℓ до початкових кіл – рис. 5.9).

На основі визначення кроку зубців P виходе: $\pi d_w = PZ$, тобто:

$$P = \frac{\pi d_w}{Z}, \quad (5.5)$$

де Z – число зубців коліса.

Оскільки крок зубців, як і довжина кола, визначається трансцендентним числом, то для зручності вимірювань та розрахунків вводять модуль зубців за виразом:

$$m = \frac{P}{\pi} \quad (5.6)$$

Модуль – основна характеристика розмірів зубців і для пари спряжених коліс модуль однаковий. Для забезпечення взаємо-замінності зубчастих коліс та уніфікації зубонарізного інструмента значення m регламентовані стандартом.

Висоту головки та ніжки зуба нормального (некоригованого) зачеплення визначають відповідно виразам:

$$h_a = m; \quad h_t = h_a + c = m + c; \quad (5.7)$$

Колова товщина S_t зуба та ширина впадин ℓ_t по ділильному колу нормального коліса теоретично рівні величині i тому:

$$S_t + \ell_t = P \quad (5.8)$$

Однак при виготовленні коліс призначають від'ємний допуск на S_t , при якому гарантується поява бічної щілини j для забезпечення нормального зачеплення (рис. 5.9) і тоді:

$$S_t + j + \ell_t = P \quad (5.9)$$

Діаметри ділильні, початкові, вершин та впадин зубців нормальних (некоригованих) циліндричних прямозубих коліс визначають формулами:

$$\boxed{d_i = d_{wi} = mz_i} \quad (5.10)$$

$$\boxed{d_{ai} = d_i + 2h_a = m(z_i + 2)} \quad (5.11)$$

$$\boxed{d_{fi} = d_i - 2h_f = m(z_i - 2,5)} \quad (5.12)$$

Ширину зубчастого вінця шестірні b_1 вибирають як:

$$b_1 = b_2 + (0,2 \dots 0,4)m, \quad (5.13)$$

а ширину зубчастого вінця колеса b_2 – за виразами:

$$b_2 = \Psi_a \cdot a_w; \quad b_2 = \Psi_d \cdot d_w, \quad (5.14)$$

де Ψ_a, Ψ_d - коефіцієнти ширини вінця, які враховують розташування коліс відносно опор, форму зубців та твердість їх поверхней.

Передаточне відношення зубчастої передачі

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{2V_1}{d_1} : \frac{2V_2}{d_2} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{mz_2}{mz_1} = \frac{z_2}{z_1},$$

в подальшому будемо називати передаточним числом та позначати як :

$$\boxed{u = \frac{z_2}{z_1}} \quad (5.15)$$

Безперервність роботи передачі, тобто виконання умови (5.1), пов'язана з геометрією передачі і можлива, коли наступна пара зубців входе в зачеплення до виходу з неї попередньої, тобто коли забезпечується перекриття роботи однієї пари зубців другою. Чим більше пар зубців одночасно знаходиться в зачепленні, тим вище плавність роботи та несуча здатність передачі, зменшуються динамічні навантаження та шум.

За період роботи пари зубців точка їх зачеплення проходить шлях, рівний довжині d_a (рис. 5.7). Зіставляючи g_a та P_b , визначають коефіцієнт торцевого перекриття, а саме

$$\boxed{\varepsilon_\alpha = \frac{g_a}{P_b}} \quad (5.16)$$

Для прямозубих передач рекомендують $\varepsilon_\alpha \geq 1,2$, тобто в полі зачеплення (прямокутник, одна сторона якого – довжина g_a активної частини лінії зачеплення, а друга – ширина b_w вінця шестірні чи колеса) повинно знаходитися більше, ніж 0,2 періоду роботи зубця двопарне зачеплення, а решта періоду приходить на однопарне зачеплення. Саме такий випадок зачеплення показаний на рис.5.10,а, де напрям переміщення лінії контакту першої (1) та другої (2) пар зубців позначен стрілкою.

Коли друга пара зубців прийде на границю поля 2', перша пара займе положення 1'. При подальшому русі на ділянці 1'2 зачепляється тільки одна пара зубців. Однопарне зачеплення продовжується до тих пір, поки пара 1 не займе положення 2. Після цього вищевказаний процес продовжується.

Як показують експериментальні дослідження контакту, зоні однопарного зачеплення відповідає різке збільшення навантаження посередині профілю зубців (рис.5.10,б), оскільки його передавання з двох пар зубців на одну чи з однієї на дві здійснюється миттєво і це дає можливість в повній мірі проявитися негативному впливу технологічної щілини j (див. рис.5.9) у вигляді додаткових динамічних навантажень зубців та шуму в роботі передач.

5.4 Ковзання і тертя в зачепленні

Зачеплення зубців відбувається по активних ланках їх профілів – МПК (рис.5.11), причому довжина ланок головок МП та ніжок КП різна.

Останнє, а також нерівність $V_1^t \neq V_2^t$ для довільного положення контактуючих зубців (див. рис.5.6) свідчить про те, що ланки М'ПК' та М''ПК'' котяться та ковзають одночасно одне по одному.

На рис.5.12 показані швидкості в зачепленні зубців для характерних положень: а – початок зачеплення, б – зачеплення в полюсі, в – кінець зачеплення. На рис.5.12, наведений розподіл швидкостей ковзання V_s на активній ланці профілю зуба шестірні.

Рис.5.11

На початку зачеплення $V_s = V_2^t - V_1^t$, тобто активна ланка профілю шестірні в цьому положенні переміщується з меншою швидкістю і називається відстаючою.

Рис.5.12

По закінченні зачеплення $V_s = V_2^t - V_1^t$, активна ланка профілю шестірні переміщується з більшою швидкістю і називається випереджаючою. Загалом, в любому положенні точки контакту S , окрім полюсу, величина V^t головки зуба завжди більше, ніж величина V^t спряженої з нею ножки. Згідно з рис.5.12 в крайніх точках зачеплення V_s має максимальне значення, в полюсі $V_s = 0$, а при переході через полюс змінює знак.

При певних діаметрах коліс швидкості ковзання зубців збільшуються із збільшенням їх висоти, тобто модуля зачеплення: у коліс із малим модулем та

великим числом зубців ковзання менше, ніж у коліс з великим модулем та малим числом зубців.

Лекція 9

5.5 Поняття про формування розмірів зуба та коліса

Для одноманітного виготовлення зубчастих коліс та забезпечення їх взаємозамінності в передачах параметри зачеплення стандартизовані. В основі стандарту лежить так званий початковий контур, який являє собою зубчасте колесо з числом зубців $Z \rightarrow \infty$ і який називають основною рейкою. Такий вибір пояснюється тим, що рейка зберігає сталість кута зачеплення в парі з колесом любого діаметру і при любому відносному положенні коліс.

Теоретичний початковий контур, наприклад для циліндричних зубчастих коліс загального машинобудування має наступні розміри своїх елементів: кут профілю $\alpha = 20^\circ$; висота головки зуба $h_a = m$; висота ніжки зуба $h_f = 1,25m$; радіальна щілина $s = 0,25m$; радіус кривини перехідної кривої $\rho = 0,38m$ (рис.5.13,а).

Рис.5.13

Інструментальна рейка, за допомогою якої можна нарізувати зубці, має початковий контур зі збільшеною висотою головки на величину s , що необхідно для утворення контуру впадин зубців. З метою покращення роботи зубчатого зачеплення для важко навантажених та високошвидкісних циліндричних зубчастих передач із зовнішнім зачепленням на вершині зубців початкового контуру відступають від теоретичної евольвентної форми, виконуючи зріз профілю – фланк (рис.5.13,б).

Розміри зубців та зубчатого коліса визначаються не тільки параметрами початкового контуру рейки, але і положенням інструменту відносно заготовки. Невелике переміщення інструменту дає можливість підвищити міцність зубців, забезпечити їх раціональні розміри. Із зменшенням числа зубців коліса збільшується кривина евольвентного профілю і відповідно зменшується товщина зубців в їх основі та на вершині. Якщо число зубців Z менше від деякого граничного значення Z_{\min} , то при нарізуванні зубців інструментальною рейкою відбувається підріз ніжок зубців (рис.5.14).

Рис.5.14

Це спричинює значне зменшення їх міцності. Щоб усунути явище підрізання зубців треба використовувати спеціальні способи виправлення їх профілю, які називають коригуванням зачеплень.

Кориговане зачеплення відрізняється від нормального тим, що профілі зубців виконують іншими, більш доцільними для даної передачі відрізками евольвенти того самого основного кола. Для коригованих коліс інструмент встановлюють з деяким зміщенням

$$\chi = xm, \quad (5.17)$$

де x – коефіцієнт зміщення; $x > 0$, якщо інструмент зміщують від центра заготовки; $x < 0$, якщо інструмент зміщують до центра заготовки.

На рис.5.15 зображено два положення інструмента (рейки) при нарізанні зубців: 1 – нарізання без зміщення (ділильна пряма ДП рейки дотична до початкового кола); 2 – інструмент має додаткове зміщення (ділильна пряма ДП рейки віддалилась від початкового контуру на відстань $xm > 0$). При цьому діаметр d не змінився, оскільки число зубців Z лишилось теж саме, а форма зуба стала інша: загострилась голівка, збільшилась товщина ніжки. Від'ємне зміщення інструменту ($xm < 0$) супроводжується зворотнім ефектом.

Відрізняють висотну та кутову корекції зубчастих зачеплень. Зубчасті передачі з висотною корекцією виготовляють із коефіцієнтами зміщення шестірні x_1 та коліса x_2 за умовою:

$$x_1 = -x_2; \quad x_\Sigma = x_1 + x_2 = 0 \quad (5.18)$$

При цьому загальна висота зубців залишається незмінною, але змінюється співвідношення висот голівок та ніжок зубців: товщина зубців шестірні збільшується, а зубців коліса – зменшується, але сума товщин на ділильному колі пари зубців у зачепленні залишається постійною і дорівнює кроку зубців. При висотній корекції: $a_w = \text{const}$; $\alpha_w = \text{const}$; $d_w = d$. Висотна корекція найбільш ефективна при малому числі зубців шестірні.

Зубчасті передачі з кутовою корекцією виготовляють із неоднаковими коефіцієнтами зміщення x_1 та x_2 за умовою:

$$x_1 > 0, \quad x_2 < 0, \quad x_\Sigma = x_1 + x_2 > 0 \quad (5.19)$$

При кутовій корекції сума товщин зубців шестірні та коліса на ділильних колах більше від кроку зубців, і тому ділильні кола не можуть дотикатись,

тобто при кутовій корекції міжосьова відстань a_w та кут зачеплення α_w збільшуються, а висота зубців зменшується.

Кутова корекція у порівнянні з висотною має наступні переваги, які визначають її широке застосування у виробництві:

- забезпечується одночасне підвищення міцності зубців шестірні та колеса;
- можливість вписування зубчастої передачі у наперед задану міжосьову відстань;
- допускається довільна комбінація чисел зубців шестірні та колеса.

5.6 Виготовлення зубчастих коліс

Сучасні методи утворення поверхонь зубців зубчастих коліс достатньо різноманітні: зубонарізання за допомогою зубонарізних інструментів, лиття, обробка тиском, порошкова металургія і т.д. Вибір будь-якого методу формування зубців залежить від комплексу економічних, експлуатаційних та технологічних вимог до конструкції зубчастих коліс.

Найбільш широке застосування має нарізування зубців, яке реалізується частіше двома методами: копіюванням та обкочуванням.

Методом копіювання профіль зубців дістають як копію контуру робочої частини зуборізного інструменту (дискової або пальцевої фрези). Основні недоліки методу: низька продуктивність, мала точність, потреба великої кількості зуборізного інструменту.

Методом обкочування одночасно нарізується кілька зубців, а профіль зубців утворюється у вигляді огинаючої лінії послідовних положень різальних кромek інструменту (спеціальне зубчасте колесо - довбач, інструментальна рейка, черв'ячна фреза). Нарізування черв'ячною фрезою має переважне застосування як для коліс з прямими, так і косими зубцями.

Остаточна, або фінішна обробка зубців – шліфування, яке виконується в більшості випадків після термообробки нарізаних зубців та їх шевінгування (знімання дуже тонкого шару металу шевером при його обкочуванні).

При виготовленні зубчастих передач неминучі похибки, які відбиваються в відхиленні від теоретичного профілю та кроку зубців, міжосьової відстані, битті коліс і т.д. Наявність можливих похибок виготовлення визначає точність передачі, основними показниками якої є норми: кінематичної точності, плавності роботи, контакту зубців, бічної щілини.

Норма кінематичної точності визначає найбільшу похибку кута повороту, тобто амплітуду відхилення передаточного числа за оберт.

Норма плавності роботи визначає частоту відхилень передаточного числа за оберт.

Норма контакту зубців визначає повноту прилягання робочих поверхонь зубців спряжених коліс.

Норма бічної щілини (див. рис. 5.9) визначає найменшу бічну щілину між неробочими поверхнями зубців спряжених коліс.

Для більшості передач точність характеризують одною чи двома нормами, які найбільш важливі.

Точність виготовлення передач за першими трьома нормами визначають 12^{-ма} ступіннями. У загальному машинобудуванні найбільш розповсюджені зубчасті передачі із ступенями точності 6, 7, 8, 9 (6^{-а} відповідає високоточним швидкісним передачам, 7^{-а} – точним передачам, 8^{-а} – передачам середньої точності, 9^{-а} – тихохідним передачам зниженої точності). Наприклад, ступіні точності редукторів:

- металорізальних верстатів 3...7;
- турбін і турбомашин 3...6;
- тракторів і вантажних машин 6...8;
- підйомно-транспортних машин 7...10.

Лекція 10

5.7. Особливості геометрії та роботи циліндричних косозубих передач.

У косозубих коліс зубці нахилені під кутом β до твірної ділильного циліндра (рис. 5.16). Різновидністю косозубих коліс є шевронні зубчасті коліса, які являють собою як би два косозубих коліса, суміщених торцями так, щоб зубці мали протилежний нахил (рис.5.16, б).

Рис.5.16.

У пари спряжених косозубих коліс з зовнішнім зачепленням кути β рівні, але протилежні за напрямом. Якщо до передачі не пред'являють спеціальні вимоги, то шестірню нарізають з правим зубом (на циліндричній поверхні вінця зуб нахилений зліва направо – рис. 5.16,а), колесо – з лівим.

У косозубих коліс відстань між зубцями визначають в коловому (t-t), нормальному (n-n) та осьовому (x-x) напрямках (рис. 5.16, а) переважно на ділильній поверхні. В першому випадку відрізняють коловий крок P_t та коловий модуль m_t , в другому – нормальний крок P та нормальний модуль m , в третьому – осьовий крок P_x :

$P_t = P / \cos \beta$	$P_x = P / \sin \beta$	$m_t = m / \cos \beta$	(5.20)
------------------------	------------------------	------------------------	--------

Оскільки косозубі коліса нарізають таким самим стандартним інструментом, як і прямозубі, нормальний модуль косозубих коліс стандартизований і є вихідною величиною геометричних розрахунків.

Діаметри ділильні, початкові, вершин та впадин зубців нормальних (не коригованих) циліндричних косозубих коліс визначають формулами:

$$d_i = d_{wi} = mz_i / \cos \beta \quad (5.21)$$

$$d_{ai} = d_i + 2h_a = m(z_i / \cos \beta + 2) \quad (5.22)$$

$$d_{fi} = d_i - 2h_f = m(z_i / \cos \beta - 2,5) \quad (5.23)$$

Ширину зубчастого коліса та шестірни визначають за формулами (5.13), (5.14), а розміри елементів зубців – за формулами (5.7) з урахуванням розмірів елементів початкового контуру.

Переваги косозубих передач розкриваються повніше в порівнянні їх з еквівалентними прямозубими, які використовуються у розрахунках міцності зубців. Нормальний до зубця переріз зубчастого коліса має форму еліпса з півосями e , c (рис.5.17):

$$e = d/2\cos\beta; c = d/2.$$

Оскільки в зачепленні приймають участь зубці на меншій півосі c , то еквівалентним буде колесо, радіус якого дорівнює радіусу кривини на меншій півосі і який знаходиться за допомогою аналітичної геометрії

$$d_v = d/\cos^2\beta \quad (5.24)$$

Рис. 5.17

Число зубців еквівалентного прямозубого коліса знаходять на основі співвідношення

$$z_v = d_v/m = (d/\cos^2\beta) \times (1/m_t \cos\beta) = z/\cos^3\beta \quad (5.25)$$

З виразів (5.24), (5.25) виходить, що еквівалентне прямозубе колесо повинно мати більші розміри та більше число зубців, тобто косозубі коліса більш компактні: при $\beta = 16^\circ$, наприклад, $d_v \approx 1,08d$; $z_v = 1,125z$.

На відміну від прямих косі зубці входять в зачеплення поступово; зачеплення ведучого зубця починається з кромки (1 – 1) ніжки, далі збільшуючись по довжині до ℓ_{\max} , контактна лінія зменшується і виходе на кромку (3 – 3) голівки (рис. 5.18, а). При цьому на боковій поверхні лінія контакту розташована під кутом λ до твірної ділильного циліндра, а навантаження q розподілене вздовж неї неоднаково – з невизначеним розташуванням q_{\max} відносно середини зуба (рис. 5.18, б).

Рис. 5.18

Завдяки нахилу зубців зростає сумарна довжина лінії контакту ℓ_{Σ} в полі зачеплення, тобто зменшується питома величина навантаження на зуб. Відносна тривалість зачеплення косих зубців в осьовому перерізі характеризується коефіцієнтом осьового перекриття:

$$\varepsilon_{\beta} = \frac{b_w}{P_x} = \frac{b_w \operatorname{tg} \beta}{P_t} \quad (5.26)$$

Згідно з виразом (5.26) ε_{β} збільшується з підвищенням β .

Однак для запобігання великих осьових навантажень в косозубому зачепленні рекомендується обмежуватись величинами $\beta = 8 \dots 20^\circ$; для шевронних коліс допускають $\beta = 30^\circ \dots 40^\circ$.

Загальний коефіцієнт перекриття косозубої передачі:

$$\varepsilon = \varepsilon_{\alpha} + \varepsilon_{\beta}, \quad (5.27)$$

що перевищує значення коефіцієнту перекриття прямозубої передачі.

5.8. Геометрія конічних передач

Геометрію конічних коліс відрізняють за радіальною та осьовою формою зубців. Радіальна форма зубців має три види: прямі (рис.5.19,а), тангенціальні (рис.5.19,б), кругові (рис.5.19,в).

Рис. 5.19

Використання тієї чи іншої радіальної форми зубців залежить від колової швидкості коліс. Прямозубі коліса застосовують при колових швидкостях до 3м/с; це переважно відкриті передачі. Коліса з тангенціальними та круговими зубцями мають ті ж самі переваги над прямозубими, що і в циліндричних

передачах. Спряжені колеса з непрямыми зубцями мають різні напрями: шестірні виконують з правим зубом, колеса – з лівим.

Зубці конічних коліс виконують в трьох осьових формах (рис.5.20)

Рис.5.20

Найбільш поширені зубці форми I (рис.5.20,а), в якій вершини ділильного конусу і конусу впадин співпадають. Це основна форма для прямозубих та косозубих передач, має обмежене використання для коліс з круговим зубом. Форму II (рис.5.20,б,в), в якій вершини конусів ділильного та впадин не співпадають, та форму III (рис.5.20,г) використовують для коліс з круговими зубцями.

Для умовного зображення конічних передач застосовують початкові та ділильні конуси, які співпадають, оскільки кутова корекція для цих передач не виконується. Далі розглядаються передачі, для яких кут між осями коліс $\delta_1 + \delta_2 = \pi/2$ (рис.5.21).

Рис.5.21

Рис.5.22

На рис.5.21 показані: ділильні конуси 1; середні додаткові конуси 2 (конуси, утворюючі яких перпендикулярні утворюючим ділильних конусів); еквівалентне циліндричне колесо 3; зовнішня конусна відстань R_e ; середня конусна відстань R_m ; діаметр зовнішнього ділильного кола d_e ; діаметр середнього ділильного кола d_m ; діаметр еквівалентного циліндричного колеса d_v ; міжосьова відстань пари еквівалентних циліндричних коліс a_v ; ширина зубчастого циліндричного колеса b_v ; кути ділильних конусів δ_1, δ_2 . Оскільки

модуль зубців конічних коліс у різних нормальних перерізах зубців неоднаковий, за стандартний беруть модуль у зовнішньому нормальному перерізі, який називають зовнішнім коловим модулем m_{te} .

Основні геометричні співвідношення наведені для прямозубого не коригованого коліса з зубцями форми I (рис.5.22).

Зовнішній ділительний діаметр:

$$d_e = d_w = m_{te} \cdot z \quad (5.28)$$

Висота головки та ніжки зуба відповідно:

$$\begin{array}{|l|l|} \hline h_{ae} = m_{te} & h_{fe} = 1,2m_{te} \\ \hline \end{array} \quad (5.29)$$

Зовнішній діаметр вершин зубців:

$$d_{ae} = d_e + 2m_{te} \cdot \cos \delta \quad (5.30)$$

Зовнішня конусна відстань (з рис. 5.21):

$$R_e = \frac{1}{2} \sqrt{d_{e1}^2 + d_{e2}^2} = \frac{1}{2} m_{te} \sqrt{z_1^2 + z_2^2} \quad (5.31)$$

Середня конусна відстань:

$$R_m = R_e - 0,5b \quad , \quad (5.32)$$

де b – ширина зубчатого вінця конічного коліса.

Кут ніжки:

$$\operatorname{tg} \Theta_f = h_{fe} / R_e \quad (5.33)$$

Кут головки:

$$\operatorname{tg} \Theta_a = h_{ae} / R_e \quad , \quad \text{причому} \quad \Theta_{a1} = \Theta_{f2}; \Theta_{a2} = \Theta_{f1} \quad (5.34)$$

Середній ділительний діаметр шестірні

$$d_{m1} = z_1 \cdot m_m = d_{e1} - b \cdot \sin \delta_1 \quad (5.35)$$

де m_m – середній модуль зубців, який визначають з виразу (5.35), поділивши його ліву та праву частини

$$m_m = m_{te} - (b / z_1) \sin \delta_1 \quad (5.36)$$

Ширина зубчатого вінця:

$$b = \psi_k \cdot R_e \quad \text{так, що} \quad b \leq 10m_{te} \quad (5.37)$$

ψ_k – коефіцієнт ширини зубчатого вінця по зовнішній конусній відстані.

Початкові циліндри еквівалентних коліс можна побудувати на розгортках додаткових конусів у середньому перерізі зубців, оскільки модуль зубців еквівалентних коліс m_v дорівнює середньому коловому модулю конічних коліс m_m .

З трикутників O_1PB та O_1PA (рис.5.21) ділительні діаметри еквівалентних коліс конічної шестірні та коліса відповідно мають вирази:

$$d_{v1} = d_{m1} / \cos \delta_1; \quad d_{v2} = d_{m2} / \cos \delta_2 \quad , \quad (5.38)$$

відкіля еквівалентні числа зубців відповідно:

$$z_{v1} = z_1 / \cos \delta_1 \quad ; \quad z_{v2} = z_2 / \cos \delta_2 \quad (5.39)$$

Передаточне число конічної передачі згідно з рис. 5.21

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_{m2}}{d_{m1}} = \frac{R_m \sin \delta_2}{R_m \sin \delta_1} = \frac{\cos \delta_1}{\sin \delta_1} = \operatorname{ctg} \delta_1 = \operatorname{tg} \delta_2 \quad (5.40)$$

Коригування конічних передач в порівнянні з циліндричними має особливості: кутова корекція практично не застосовується, оскільки порушується рівність $\delta_1 + \delta_2 = \pi/2$; висотну корекцію поєднують з тангенціальною. Перша вирівнює питомі ковзання зубців шестірні та колеса і підвищує стійкість проти спрацювання, друга забезпечує рівну міцність зубців.

Лекція 11

5.9 Сили в зачепленні

Площинну картину взаємодії зубців визначають в полюсі зачеплення двома силами – нормальною F_n (вздовж лінії зачеплення) та силою тертя $F_{тр} = f F_n$ (рис. 5.23).

Сила тертя $F_{тр}$ виникає внаслідок ковзання в зачепленні (див. п. 5.4), а її зображення на рис. 5.23, а – умовне, оскільки реальна картина розподілу сил тертя по поверхнях зубців має складний характер (рис. 5.23, б) і пояснюється наступним. Напрямок сил тертя $F_{тр}$ та швидкості V^f відносно зони контакту для відстаючої поверхні співпадають оскільки саме сили тертя спричиняють рух цієї поверхні, а для випереджаючої поверхні – протилежний, оскільки сили тертя гальмують рух випереджаючої поверхні, обумовлений дією крутного моменту T_1 . Таким чином, на поверхнях ведучих зубців (шестірні) сили тертя $F_{тр}$ спрямовані від початкового кола, а у ведених – навпаки (рис. 5.23, б).

Рис. 5.23

Дослідження роботоздатності зубчастих передач показують, що величини сил $F_{тр}$ мають незначний вплив на міцність зубців, тому в відповідних розрахунках відсутні.

Наслідком дії сили F_n є поява контактних напружень σ_n та напружень згину σ_F , причому

$$F_n = \int_A \sigma_n \cdot dA, \quad (5.41)$$

де A – площа контакту.

Для кожного зуба σ_n та σ_F змінюються за уривчастим пульсуючим циклом (рис.5.23,в), де t_c – термін циклу навантаження зуба, t_z – термін зачеплення зуба, тобто дії напружень згину σ_F . Напруження σ_n діють значно менший час для фіксованої ланки поверхні зуба, спільномірній з площиною A , і тому на рис.5.23,в не зображені.

Реальну картину взаємодії зубців віддзеркалює так зване розрахункове питоме навантаження, яке розподілене вздовж лінії контакту у зачепленні, і для циліндричних передач має вигляд:

$$W = \frac{F_n}{l_\Sigma} \cdot K_\alpha \cdot K_\beta \cdot K_v, \quad (5.42)$$

де K_α – коефіцієнт розподілу навантаження між зубцями;

K_β – коефіцієнт концентрації навантаження на поверхні зуба;

K_v – коефіцієнт динамічного навантаження.

Коефіцієнтам навантаження в розрахунках на контакту витривалість приписують індекс Н ($K_{H\alpha}$, $K_{H\beta}$, K_{Hv}), в розрахунках на витривалість при згині – індекс F ($K_{F\alpha}$, $K_{F\beta}$, K_{Fv}).

Оскільки несуча здатність конічної передачі становить приблизно 85% від несучої здатності еквівалентної циліндричної, то відповідне питоме навантаження для конічних передач визначають за формулою

$$W = \frac{F_n}{0,85l_\Sigma} \cdot K_\alpha \cdot K_\beta \cdot K_v \quad (5.43)$$

Нерівномірність навантаження між зубцями частіше спричинюється похибками кроків та напрямів нахилу зубців після їх виготовлення.

Концентрація навантаження на поверхні зуба спричинюється: пружньою деформацією валів (рис.5.24) та елементів зубчастих коліс, спрацьовуванням підшипників, похибками виготовлення та монтажу, особливостями режиму експлуатації (висока твердість зубців, висока колова швидкість, несталість навантаження передачі), які заважають стійкому пропрацюванню контактуючих поверхонь зубців.

Концентрацію навантаження часто зменшують конструктивними засобами: зрізанням кутів зубців (рис.5.25,а) та продольним модифікуванням їх поверхней (рис.5.25,б), обмеженням ширини колеса.

Додаткові динамічні навантаження визначаються нерівністю шагів шестірни P_{b1} та колеса P_{b2} , коловою швидкістю, приєднаними масами, пружністю зубців; наприклад, для випадку, коли $P_{b2} > P_{b1}$ виникає кутовий удар зубців, при $P_{b2} < P_{b1}$ – серединний удар. Для запобігання кутового удару виконують модифікацію профілю зуба шляхом коригування.

5.10 Складові нормальної сили

У розрахунках деталей зубчастих передач – валів та підшипників силу F_n подають у вигляді складових: колової F_t , радіальної F_r , осьової F_a .

Колова сила F_t діє вздовж дотичної лінії до початкового кола і визначається крутним моментом T_1 на шестірни та початковим діаметром d_{w1} шестірни для всіх типів зачеплення (циліндричного, конічного):

$$F_t = \frac{2T_1}{d_{w1}} \quad (5.48)$$

Для шестірни сила F_t є реакцією з боку веденого колеса і направлена протилежно обертанню; для колеса F_t – сила, яка спричинює рух, і направлена в сторону обертання.

Величина радіальної F_r та осьової F_a сил наведені нижче для кожного типу зачеплення: прямозубого та косозубого циліндричного і прямозубого та косозубого конічного.

Радіальна сила F_r завжди направлена по радіусу до центру зубчатого колеса, а осьова F_a – паралельно осі колеса у середину зуба.

На рис.5.26...5.29 показані сили, які діють на зубці циліндричного та конічного:

- а – вид зверху;
- б – вид в перерізі А;
- в – вид в напрямі, перпендикулярному до осьової лінії зуба.

5.10.1 Прямозуба циліндрична передача

Рис.5.26

$F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha$	$F_a = 0$
--	-----------

(5.45)

5.10.2 Косокуба циліндрична передача

Рис.5.27

$F_r = \frac{F_t}{\cos \beta} \cdot \operatorname{tg} \alpha$	$F_a = F_t \operatorname{tg} \beta$
---	-------------------------------------

(5.46)

5.10.3 Прямозуба конічна передача

Рис.5.28

$F_r = F_r' \cdot \cos \sigma = F_t' \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \sigma$;
$F_r = F_r' \cdot \cos \sigma = F_t' \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \sigma$	

(5.47)

5.10.4 Косокуба конічна передача

$F_r = F_r' \cdot \cos \delta + F_a' \cdot \sin \delta = \frac{F_t'}{\cos \beta} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta + F_t' \cdot \operatorname{tg} \beta \cdot \sin \delta =$ $= \frac{F_t'}{\cos \beta} (\operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta + \sin \beta \cdot \sin \delta);$	(5.48)
$F_a = F_r' \cdot \sin \delta - F_a' \cdot \cos \delta = \frac{F_t'}{\cos \beta} \cdot (\operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta - \sin \beta \cdot \cos \delta);$	

Примітка: на рис.5.29 розглянуто випадок, коли на шестірні напрям обертання (n_1) та напрям нахилу (β) не співпадають; для протилежного випадку знаки арифметичних дій формул (5.48) зміняться на протилежні.

Лекція 12

5.11 Види руйнувань зубців та критерії розрахунку зубчастих передач.

Складний характер навантаження зубців зубчастих коліс є причиною певних руйнувань як поверхневого шару зубців, так і зубців взагалі. Найбільш характерні види руйнувань зубців – втомне викришування активних поверхонь, відшарування поверхневих шарів зубців, абразивне спрацьовування, пластична деформація та заїдання, поломка зубців.

Втомне викришування активних поверхонь зубців – основний вид руйнування зубчастих коліс закритих передач, який пов'язано з дією циклічно змінних контактних напружень. При цьому мастило прискорює процес руйнування за рахунок його спресовування в тріщини, причому в тріщини, які розташовані на відстаючих поверхнях зубців (на ніжках поблизу до полюса зачеплення – рис.5.31,а). Причина підвищеного опору викришуванню випереджаючих поверхонь пояснюється благоприємним напрямом нахилу втомлювальних тріщин. Кінетика руйнування профілів зубців може бути виявлена на прикладі моделі контакту двох роликів (рис.5.32). На відстаючій поверхні (2) тріщина при наближенні до зони контакту захоплює мастило і закривається, а частка мастила, яка не встигла вийти з неї, під дією великого тиску намагається збільшити тріщину.

При наближенні до зони контакту тріщини на випереджаючій поверхні (1) мастило з неї виживається і тому не сприяє подальшому її Розі витку в такій мірі, як це характерно для відставленої поверхні.

В косо зубних колісах викришування, на відміну від прямо зубних (рис.5.31,б), спочатку локалізується на частині зубця (рис.5.31,в) і може не викликати порушень зачеплення.

Рис.5.32

Для зубчастих коліс із твердістю робочих поверхонь зубців $HV \leq 350$ сліди викришування, що з'явилися у початковий період роботи, з часом можуть частково або повністю завальцьовуватися, і навіть зовсім зникати. Таке явище називають обмеженим викришуванням, яке спричинюється через неточності виготовлення та монтажу, податливості валів та їхніх опор. Якщо число раковин викришування та їхні розміри збільшуються, то викришування називають прогресуючим. У передачах, що працюють з великим спрацюванням зубців в умовах забруднення оточуючого середовища втомне викришування не спостерігається.

Основні заходи для запобігання викришування: підвищення твердості поверхней зубчастих коліс, підвищення точності виготовлення та монтажу передачі.

Відшаровування металу на поверхнях шарів спостерігається при недостатньо високій якості термічної обробки внаслідок значних перевантажень. Заходи запобігання: забезпечення відповідної товщини зміцненого шару та достатньої міцності серцевини зубця.

Абразивне спрацювання зубців – основна причина виходу з ладу відкритих зубчастих передач із недостатнім змащуванням. У передачах із спрацьованими зубцями збільшуються щілини у зачепленні, виникає шум, зростають динамічні навантаження (рис.5.31,г). Основні заходи підвищення стійкості зубців проти спрацювання: збільшення твердості активних поверхонь, надійний захист передачі від попадання твердих абразивних частинок, використання мастил із відповідними властивостями.

Заїдання спостерігається переважно у високонавантажених та високошвидкісних зубчастих передачах, коли в зоні контакту зубців розривається висока температура, яка сприяє руйнуванню мастильної плівки і утворенню безпосередньо металевого контакту, зчепленню часток металу, відриву їх від менш міцної поверхні з подальшим задиром робочої поверхні зубця у напрямі ковзання (рис.5.31,д). Заходи запобігання проти заїдання такі самі, як і проти спрацювання зубців. Додатково застосовують інтенсивне охолодження мастила.

Поломка зубців – найбільш небезпечний вид пошкодження зубчастої передачі; виникає внаслідок довгочасної дії змінних напружень згину та великих перевантажень статичного або ударного характеру. Поломки зубців частіше зустрічаються в чавунних колісах відкритих передач після їх спрацювання і іноді в колісах з високою твердістю зубців закритих передач.

Прямі зубці ламаються повністю, а довгі косі – по косому перерізу (рис.5.31,г). Загальні заходи запобігання поломки зубців: підвищення точності виготовлення та монтажу, зміцнення поверхонь зубців в основі ніжки, збільшення модуля, застосування корекції передачі.

Розглянуті види руйнування зубців зубчастих передач не в однаковій мірі вивчені до цього часу. Найглибше теоретично і практично досліджені явища втомного викришування та втомної поломки зубців. Недостатньо розроблені розрахунки спрацьовування, заїдання та відшарування поверхнею зубців, які в практиці проектування зубчастих передач загального машинобудування ($V < 15 \text{ м/с}$) не використовують

Таким чином, з урахуванням вищезначеного критерій роботоздатності закритих передач – контактна витривалість активних поверхонь зубців, а критерій роботоздатності відкритих передач – витривалість зубців при згині.

Запобігання появи інших видів руйнування зубців сприяє вибір допустимих напружень в контакті та при згині.

5.12 Розрахунки зубців на міцність при змінному навантаженні.

Всі розрахунки зубців на міцність проводять по допустимим напруженням. Загальні коефіцієнти в розрахунках контактних напружень (σ_n) та напружень згину (σ_F) позначають буквою “К”; специфічні для розрахунків σ_n – буквою “Z”; для розрахунків σ_F – буквою “У”.

5.12.1 Розрахунок на контактну витривалість.

Спряжені зубці розглядають як циліндри з радіусами, які дорівнюють радіусам кривини профілів в місцях контактів, а їх контактну міцність розраховують за формулою Герца для навколо полюсної зони, що відповідає однопарному зачепленню.

На відміну від задачі Герца про контакт паралельних циліндрів:

- робочі поверхні зубців не ідеально гладкі, між ними є мастильне середовище;
- поверхні не тільки перекочуються, але і ковзають;
- зубці мають кінцеву довжину;
- навантаження на зубці має змінний характер;
- матеріал зубців анізотропний внаслідок впливу термообробки.

Розрахунок на контактну витривалість проводять для колеса, зубці якого мають меншу міцність.

5.12.1.1 Циліндричні передачі

Найбільше контактне напруження в полюсі зачеплення визначають за

$$\text{формулою Герца} \quad \sigma_n = \sqrt{\frac{E_{3\beta}}{2\pi(1-\mu^2)} \cdot \frac{W}{\rho_{3\beta}}}, \quad (5.49)$$

де $E_{3\beta}$ – зведений модуль пружності, $E_{3\beta} = \frac{2E_1E_2}{E_1 + E_2}$;

E_1, E_2 – модулі пружності відповідно шестірні та колеса;

μ – коефіцієнт Пуассона;

ρ – зведений радіус кривини, $\frac{1}{\rho_{зв}} = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2}$ (знак “+” використовують

для зовнішнього зачеплення, знак “–” – для внутрішнього);

ρ_1, ρ_2 – радіуси кривини зубців відповідно шестірні та колеса.

Величини ρ_1 та ρ_2 визначають за допомогою рис.5.33

$$\rho_1 = 0,5d_{w1} \cdot \sin \alpha_w;$$

$$\rho_2 = 0,5d_{w2} \cdot \sin \alpha_w;$$

Для прямозубої передачі:

$$\begin{aligned} \frac{1}{\rho_{зв}} &= \frac{2}{d_{w1} \sin \alpha_w} \pm \frac{2}{d_{w2} \sin \alpha_w} = \\ &= \frac{2}{d_{w1} \sin \alpha_w} \left(1 \pm \frac{d_{w1}}{d_{w2}}\right) = \frac{2}{d_{w1} \sin \alpha_w} \left(\frac{u \pm 1}{u}\right); \end{aligned}$$

Для косозубої передачі:

$$\frac{1}{\rho_{зв}} = \frac{2 \cos \beta}{d_{w1} \sin \alpha_w} \left(\frac{u \pm 1}{u}\right);$$

Максимальне питоме навантаження в зачепленні пари зубців згідно з формулою (5.41):

Рис.5.33

$$W = \frac{F_n}{b} \cdot K_{н\alpha} \cdot K_{н\beta} \cdot K_{н\gamma} = \frac{F_t}{b \cdot \cos \alpha_w} K_{н\alpha} \cdot K_{н\beta} \cdot K_{н\gamma} = \frac{2T_1}{d_{w1} \cdot b \cdot \cos \alpha_w} \cdot K_{н\alpha} \cdot K_{н\beta} \cdot K_{н\gamma}$$

З урахуванням умови $E_1 = E_2 = E$ маємо вираз для σ_H

$$\begin{aligned} \sigma_H &= \sqrt{\frac{E}{2\pi(1-\mu^2)} \cdot \frac{2 \cos \beta}{d_{w1} \sin \alpha_w} \left(\frac{u \pm 1}{u}\right) \cdot \frac{2T_1 \cdot K_{н\alpha} \cdot K_{н\beta} \cdot K_{н\gamma}}{d_{w1} \cdot b \cdot \cos \alpha_w}} = \\ &= \sqrt{\frac{E}{\pi(1-\mu^2)} \cdot \frac{2 \cos \beta}{\sin 2\alpha} \cdot \left(\frac{u \pm 1}{u}\right) \cdot \frac{2T_1 \cdot K_{н\alpha} \cdot K_{н\beta} \cdot K_{н\gamma}}{d_{w1}^2 \cdot b}} \end{aligned}$$

Позначивши: $z_M = \sqrt{\frac{E}{\pi(1-\mu^2)}}$ – коефіцієнт врахування механічних

властивостей;

$$z_H = \sqrt{\frac{2 \cos \beta}{\sin 2\alpha}} \text{ – коефіцієнт форми спряжених зубців};$$

та враховуючи торцеве перекриття коефіцієнтом z_ϵ :

$$z_\epsilon = \sqrt{\frac{4 - \epsilon_\alpha}{3}} \text{ (для прямозубих передач)}$$

$$z_\epsilon = \sqrt{\frac{1}{\epsilon_\alpha}} \text{ (для косозубих передач),}$$

остаточно маємо умову контактної міцності зубців:

$$\sigma_H = z_M \cdot z_H \cdot z_\varepsilon \sqrt{\frac{2T_1 \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV}}{b \cdot d_{w1}^2} \left(\frac{u \pm 1}{u}\right)} \leq [\sigma_H] \quad (5.50)$$

Позначаючи в (5.50) $b = \Psi_d \cdot d_{w1}$, де Ψ_d - коефіцієнт ширини шестірні, знаходять d_{w1} :

$$d_{w1} = \sqrt[3]{\frac{2T_1 \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV} (z_M \cdot z_H \cdot z_\varepsilon)^2}{\Psi_d \cdot [\sigma_H]^2} \left(\frac{u \pm 1}{u}\right)} \quad (5.51)$$

Лекція 13

5.12.1.2 Конічні прямозубі передачі (зубці форми I)

Згідно з формулами (5.38) для зовнішнього зачеплення еквівалентних циліндричних коліс :

$$\frac{1}{\rho_{3\beta}} = \frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2} = \frac{2 \cos \delta_1}{d_{m1} \cdot \sin \alpha_W} + \frac{2 \cos \delta_2}{d_{m1} \cdot \sin \alpha_W} = \frac{2}{d_{m1} \cdot \sin \alpha_W} \left(\cos \delta_1 + \frac{1}{u} \cos \delta_2 \right),$$

враховуючи, що:

$$\cos \delta_2 = \frac{1}{\sqrt{\operatorname{tg}^2 \delta_2 + 1}} = \frac{1}{\sqrt{u^2 + 1}}; \cos \delta_1 = \frac{\operatorname{ctg} \delta_1}{\sqrt{\operatorname{ctg}^2 \delta_1 + 1}} = \frac{u}{\sqrt{u^2 + 1}};$$

маємо :

$$\frac{1}{\rho_{3\beta}} = \frac{2}{d_{m1} \sin \alpha_W} \cdot \frac{\sqrt{u^2 + 1}}{u};$$

Максимальне питоме навантаження:

$$W = \frac{F_n}{0,85b} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV} = \frac{2T_1 \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV}}{d_{m1} \cdot 0,85b \cdot \cos \alpha_W}$$

З урахуванням позначень коефіцієнтів z_M, z_H, z_ε маємо вираз для σ_H

$$\begin{aligned} \sigma_H &= \sqrt{\frac{E}{2\pi(1-\rho_1^2)} \cdot \frac{2 \cos \beta}{d_{m1} \sin \alpha} \cdot \frac{\sqrt{u^2 + 1}}{u} \cdot \frac{2T_1 \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV}}{d_{m1} \cdot 0,85b \cdot \cos \alpha_W}} \\ &= z_M \cdot z_H \cdot z_\varepsilon \sqrt{\frac{2T_1 \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV}}{d_{m1}^2 \cdot 0,85b} \cdot \frac{\sqrt{u^2 + 1}}{u}}; \end{aligned}$$

Розрахунок конічних коліс з зубцями форми I проводять по зовнішньому початковому діаметру d_w та зовнішньому коловому модулю $m_{t\ell}$, тому перетворимо останній вираз для σ_H з урахуванням наступних геометричних співвідношень (див.рис.5.21)

$$\sqrt{u^2 + 1} = \frac{1}{\cos \delta_2} = \frac{1}{\sin \delta_1} = \frac{2R_e}{d_e};$$

$$d_{m1} = d_{e1} \cdot \frac{R_{m1}}{R_{e1}} = d_{e1} \left(\frac{R_{e1} - 0,5b}{R_{e1}} \right) = d_{e1} (1 - 0,5\psi_k);$$

$$d_{m1}^2 = d_{e1}^2 (1 - 0,5\psi_k)^2 \approx 1,04d_{e1}^2 (1 - \psi_k).$$

З урахуванням наведених співвідношень, а також виразу (5.37), маємо умову контактної міцності:

$$\sigma_H = z_M \cdot z_H \cdot z_\varepsilon \sqrt{\frac{2T_1 \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV} \cdot 2R_{e1}}{0,85 \cdot 1,04d_{e1}^2 (1 - \psi_k) \cdot \psi_k \cdot R_{e1} \cdot u \cdot d_{e1}}} =$$

$$= z_M \cdot z_H \cdot z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{4,5T_1 \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV}}{(1 - \psi_k)\psi_k \cdot d_{e1}^3 \cdot u}} \leq [\sigma_H] \quad (5.52)$$

З виразу (5.52) можна знайти d_{e1} :

$$d_{e1} = d_{w1} = \sqrt[3]{\frac{4,5T_1 \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV} (z_M \cdot z_H \cdot z_\varepsilon)^2}{(1 - \psi_k)\psi_k \cdot u \cdot [\sigma_H]^2}} \quad (5.53)$$

Коментарі до формул (5.50)...(5.53):

1) Вищевказані формули наближені, оскільки крім зауважень на початку 5.12.1 додатково не враховується в косозубих перерізах нахил лінії зачеплення (рис.5.18).

2) Оскільки величина σ_H явно не залежить від модуля m зачеплення та числа зубців z , а визначається розмірами зубчастих коліс, тобто добутком $m \cdot z$, то умова незмінності величини d забезпечується, якщо не змінюється добуток $m \cdot z$. Отже в межах заданого габариту передачі перевагу слід надавати дрібномодульним колісам, які мають більш плавне зачеплення (більше число зубців знаходиться в зачепленні) і які більш економічні (менші витрати на тертя в роботі, а в виробництві менші втрати матеріалу на зрізання).

Великомодульні коліса не так чутливі до спрацьовування, можуть працювати тривалий час після початку втомлювального викришування активних поверхонь, менш чутливі до перевантажень неоднорідності матеріалу та похибок монтажу передачі. Однак остаточні висновки про раціональність попереднього визначення модуля зубчастих коліс можна зробити після перевірних розрахунків на контактні втому і міцність, на втому і міцність при згині.

5.12.2. Розрахунки на витривалість при згині

Спеціальні дослідження показують, що зуб знаходиться в складному напруженому стані. Тому з метою спрощення розрахунків на згин приймають наступні припущення:

– зубець розглядають як консольну балку, для якої справедлива гіпотеза площинних перерізів;

- все навантаження в зачепленні передається однією парою зубців і прикладається до вершини зубця;
- сили тертя в зачепленні не враховують.

5.12.2.1 Циліндричні передачі

Розрахункова схема зубця зображена на рис.5.34,а. Після перенесення сили F_n на вісь симетрії зубця і розпредставлення складовими F_t , F_r в небезпечному перерізі довжиною S виникає напруження згину σ_{F_t} та стиску σ_{F_r} , які разом в точці К, де з'являються втомні тріщини, становлять:

$$\sigma_F = \sigma'_{F_t} - \sigma'_{F_r} = \frac{F'_t \cdot l}{W} - \frac{F'_r}{A},$$

$$\text{де } W = \frac{bS^2}{6}; \quad A = b \cdot S;$$

Рис.5.34

$$F'_t = F_n \cos \alpha = \frac{F_t}{\cos \alpha_w} \cdot \cos \alpha; \quad F'_r = F_n \sin \alpha = \frac{F_t}{\cos \alpha_w} \cdot \sin \alpha;$$

причому $\alpha > \alpha_w$, оскільки кут α відповідає зміщеному положенню зубця відносно полюсу, тобто закінченню контакту пари зубців (рис.5.34,б).

Враховуючи пропорційність розмірів l та S модулю зубців m , дістанемо:

$$\sigma_F = \frac{F_t \cos \alpha}{\cos \alpha_w} \cdot \frac{l'm \cdot 6}{b \cdot (s'm)^2} - \frac{F_t \sin \alpha}{\cos \alpha_w} \cdot \frac{1}{b \cdot s'm} = \frac{F_t}{bm} \left[\frac{6l' \cos \alpha}{(s')^2 \cos \alpha_w} - \frac{\sin \alpha}{s' \cos \alpha_w} \right]$$

Вводячи позначення для коефіцієнта форми $Y_F = \left[\frac{6l' \cos \alpha}{(s')^2 \cos \alpha_w} - \frac{\sin \alpha}{s' \cos \alpha_w} \right]$ та

враховуючи відповідними коефіцієнтами розподіл навантаження між зубцями ($K_{\alpha F}$), концентрацію навантаження на поверхні зуба ($K_{\beta F}$), динамічне навантаження (K_{FV}), кут нахилу зубів (Y_β), перекриття зубів (Y_ϵ), остаточно маємо вираз для σ_F та умову міцності зубців при згині:

$$\sigma_F = Y_F \cdot Y_\beta \cdot Y_\epsilon \cdot \frac{F_t \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\alpha\beta} \cdot K_{FV}}{b \cdot m} \leq [\sigma_F] \quad (5.54)$$

Оскільки форма зуба шестірні та колеса залежить від кількості зубців z_1, z_2 , то $Y_{F1} \neq Y_{F2}$. Отже треба відрізнити напруження згину для зубців шестірні та колеса: умова міцності на згин для зуба шестірні

$$\sigma_{F1} = Y_F \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon \cdot \frac{F_t \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\alpha\beta} \cdot K_{FV}}{b \cdot m} \leq [\sigma_{F1}] \quad , \quad (5.55)$$

умова міцності на згин для зуба колеса

$$\sigma_{F1} = \frac{Y_{F2}}{Y_{F1}} \cdot \sigma_{F1} \leq [\sigma_{F2}] \quad (5.56)$$

Згідно з (5.14) : $b = \psi_d \cdot d_{V1}$, де $d_{V1} = \frac{m_n \cdot z_1}{\cos \beta}$, маємо умову міцності

$$Y_F \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon \cdot \frac{2T_1 \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\alpha\beta} \cdot K_{FV}}{d_{V1} \cdot m_n \cdot \psi_d \cdot d_{V1}} = Y_F \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon \cdot \frac{2T_1 \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\alpha\beta} \cdot K_{FV}}{\psi_d \cdot m_n^3 \cdot z_1^2} \cdot \cos^2 \beta \leq [\sigma_{F1}]$$

відкіля вираз для нормального модуля зачеплення m_n має вигляд:

$$m_n = \sqrt[3]{\frac{2T_1 \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\alpha\beta} \cdot K_{FV} \cdot \cos^2 \beta}{\psi_d \cdot z_1^2 [\sigma_{F1}]} \cdot Y_F \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon} \quad (5.57)$$

5.12.2.2 Конічні передачі

Вважаючи, що напруження в різних перерізах по довжині зуба однакові, розрахунок зубців на згин виконують по тим же формулам, що для еквівалентних циліндричних передач, але із врахуванням коефіцієнта Θ_F зниження вантажної здібності.

Умова міцності на згин для зуба шестірні згідно із (5.54):

$$Y_F \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon \cdot \frac{F_t \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{FV}}{\Theta_F \cdot b \cdot m_{m1}} \leq [\sigma_{F1}] \quad , \quad (5.58)$$

де $Y_\beta = Y_\varepsilon = 1$ для прямозубих передач; $\Theta = 0,85$ для прямозубих коліс; $\Theta > 0,85$ для косозубих коліс.

Умова міцності на згин для зуба колеса визначається формулою (5.56).

Для прямих зубців форми І зовнішній коловий модуль m_{cl} знаходять з виразу (5.58) з урахуванням (5.31), (5.37):

$$\begin{aligned} \frac{2T_1 \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV} \cdot Y_F}{0,85 \cdot d_m \cdot m_{m1} \cdot \psi_k \cdot R_e} &= \frac{2T_1 \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV} \cdot Y_F}{0,85 d_{e1} (1 - 0,5\psi_k) m_{te} (1 - 0,5\psi_k) \psi_k \cdot 0,5 d_{e1} \sqrt{u^2 + 1}} = \\ &= \frac{2T_1 \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV} \cdot Y_F}{0,85 d_{e1}^2 \cdot 1,04 (1 - \psi_k) \psi_k m_{te} \sqrt{u^2 + 1}} = \frac{4,5 T_1 \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV} \cdot Y_F}{m_{te}^3 z_1^2 (1 - \psi_k) \psi_k \sqrt{u^2 + 1}} \end{aligned}$$

Остаточно вираз для m_{te} з урахуванням (5.57) має вигляд :

$$m_{te} = \sqrt[3]{\frac{4,5 T_1 \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV} \cdot Y_F}{(1 - \psi_k) \psi_k \sqrt{u^2 + 1} \cdot z_1^2 \cdot [\sigma_{F1}]} \quad (5.59)$$

Лекція 14

5.13 Матеріали та допустимі напруження у розрахунках на витривалість

Розрахунок зубчастих передач починають з вибору матеріалу коліс та метода його покращення в залежності від умов експлуатації, можливостей виробництва та економічних міркувань.

Дослідженнями та практикою експлуатації встановлено, що допустиме навантаження за міцністю зубців в контакті та при згині визначається переважно твердістю матеріалу. Тому для зубчастих коліс необхідно використовувати термічно оброблювані сталі (вуглецеві та леговані).

В залежності від міцності робочих поверхней зубців після термообробки зубчасті колеса розділяють на дві групи:

- з твердістю $HV \leq 350$ після нормалізації та поліпшення;
- з твердістю $HV > 350$ після об'ємного гартування, гартування СВЧ, цементації, азотування.

Технологічні та експлуатаційні переваги коліс із $HV \leq 350$ (зубці нарізають після термообробки без використання фінішної операції, добре припрацьовуються, не піддаються крихкому руйнуванню) забезпечує широке їх застосування в умовах індивідуального та малосерійного виробництва у мало-, середньонавантажених та великогабаритних передачах, де не ставляться жорсткі обмеження відносно габаритних розмірів. Для ліпшого пропрацьовування зубців твердість шестірні рекомендують призначати більшою від твердості колеса ($H_1 \geq H_2 + 25 \dots 30HV$).

Коліса з твердістю $HV > 350$ застосовують для високонавантажених компактних закритих передач, які виготовляють в умовах масового та багатосерійного виробництва. Їх вантажна здібність може у 3...4 рази перевищувати вантажну здібність нормалізованих коліс. Однак такі передачі мають суттєві недоліки:

- великі труднощі нарізання зубців, необхідність дорогих фінішних операцій;
- погане пропрацьовування потребує підвищеної точності виготовлення коліс та монтажу передачі, значно більшої жорсткості валів та їх опор.

Сталеві колеса виготовляють із заготовок, які дістають переважно ковкою, штамповкою, литвом.

Крім сталей для виготовлення великогабаритних тихохідних коліс силових передач використовують чавуни, зубці яких добре припрацьовуються, але мають низьку міцність на згин.

Розрахунки зубчастих передач на втомність виконують за допустимими контактними $[\sigma_H]$ та згінними $[\sigma_F]$ напруженнями, які визначають з використанням кривих витривалості матеріалу для віднульових циклів ($R=0$) напружень σ_H та σ_F . Наприклад, крива контактної витривалості матеріалу показана на рис. 5.35,

Рис.5.35

де σ_{Hi} – границя обмеженої витривалості матеріалу поверхней зубців, тобто напруження, яке може витримати поверхня при числі циклів навантаження $N < N_{Hi}$;

σ_{H0} – границя необмеженої витривалості матеріалу поверхней зубців, тобто напруження, яке може витримати поверхня при базовому числі циклів навантаження $N \geq N_{H0}$.

Допустимі контактні напруження $[\sigma_H]$ визначають за формулою:

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H0}}{S_H} \cdot Z_R \cdot Z_V \cdot K_{HL}, \quad (5.60)$$

де S_H – коефіцієнт запасу;

Z_R – коефіцієнт, що враховує жорсткість поверхонь зубців;

Z_V – коефіцієнт, що враховує колову швидкість;

K_{HL} – коефіцієнт довговічності.

Коефіцієнти S_H , Z_R , Z_V , а також σ_{H0} призначають згідно з емпіричними даними, величину K_{HL} визначають за кривою витривалості для двох її ланок – похилої та горизонтальної.

На похилій ланці, де $N_{Hi} < N_{H0}$ має місце рівність:

$$\sigma_{Hi}^m \cdot N_{Hi} = \sigma_{H0}^m \cdot N_{H0} = const, \text{ тобто:}$$

$$\sigma_{Hi} = \sigma_{H0} \sqrt[m]{\frac{N_{H0}}{N_{Hi}}} = \sigma_{H0} \cdot K_{HL}, \quad (5.61)$$

де $m=6$ для розрахунків контактної витривалості.

Величину N_{H0} вибирають в залежності від міцності матеріалу, а N_{Hi} розраховують в залежності від режиму роботи – постійного чи змінного.

При постійному навантаженні:

$$N_{Hi} = N_{\Sigma} = 60n \cdot t_{\Sigma}, \quad (5.62)$$

де n – частота обертання колеса;

t_{Σ} – термін служби передачі в годинах.

$$t_{\Sigma} = 24K_{доб} \cdot 365 \cdot K_{річн} \cdot L_{річн}, \quad (5.63)$$

де $K_{доб}$, $K_{річн}$ – відповідно коефіцієнти використання передачі на протязі доби та року;

$L_{\text{річн}}$ – термін служби передачі в роках.

При змінному навантаженні, яке подають частіше у вигляді гістограми (рис.5.36), величину K_{HL} визначають за еквівалентним числом циклів N_{He} (див. лекцію 2). Замість $N_{\text{Hі}}$ визначення N_{He} базується на використанні принципу лінійного підсумовування пошкоджень в матеріалі при заміні комплексу навантажень (гістограми) дією максимального навантаження впродовж еквівалентного числа циклів N_e (рис.1.6) згідно з виразом:

$$N_{\text{He}} = 60n \sum_{i=1}^k \left(\frac{T_i}{T_{\text{max}}} \right)^3 \cdot t_i \quad (5.64)$$

де T_i – крутний момент, який відповідає ступені “і” гістограми навантаження;

T_{max} – найбільший крутний момент ($T_{\text{max}} = T_1$, див. рис. 5.36),

t_i – тривалість роботи передачі на ступені “і” гістограми навантажень, $t_i = c \cdot t_{\Sigma}$;

c – частка загального терміну експлуатації t_{Σ} , $c < 1$.

Для коефіцієнту довговічності K_{HL} з фізичних міркувань існують наступні обмеження:

а) На похилій ланці ($N_{\text{He}} < N_{\text{HO}}$) для однорідної структури матеріалу коліс (об’ємне зміщення – нормалізація, покращення): $K_{\text{HL}} \leq 2,6$; для поверхневого зміщення (цементація, азотація): $K_{\text{HL}} \leq 1,8$;

б) На горизонтальній ланці ($N_{\text{He}} > N_{\text{HO}}$) для постійного навантаження $K_{\text{HL}} = \sqrt[24]{N_{\text{HO}} / N_{\text{He}}} \geq 0,9$; для змінного навантаження $K_{\text{HL}} = 1$.

Таким чином, коефіцієнт K_{HL} враховує можливість підвищення допустимих напружень для короткочасно працюючих передач.

В розрахунках прямозубих передач на контактну витривалість використовують менше значення $[\sigma_{\text{H}}]$ з отриманих для шестірні та колеса; в розрахунках косозубих передач величину $[\sigma_{\text{H}}]$ визначають з урахуванням допустимих контактних напружень для шестірні $[\sigma_{\text{H1}}]$ та колеса $[\sigma_{\text{H2}}]$ за формулою:

$$[\sigma_{\text{H}}] = 0,45([\sigma_{\text{H1}}] + [\sigma_{\text{H2}}]) \quad (5.65)$$

з виконанням умов: $[\sigma_{\text{H}}] \leq 1,23[\sigma_{\text{H}}]_{\text{min}}$ – для циліндричних передач; $[\sigma_{\text{H}}] \leq 1,15[\sigma_{\text{H}}]_{\text{min}}$ – для конічних передач, де $[\sigma_{\text{H}}]_{\text{min}}$ – менше з двох значень $[\sigma_{\text{H1}}]$ та $[\sigma_{\text{H2}}]$.

Допустиме напруження згину визначають за формулою:

$$[\sigma_{\text{F}}] = \frac{\sigma_{\text{F0}} \cdot Y_{\text{R}} \cdot Y_{\text{S}} \cdot K_{\text{FC}} \cdot K_{\text{FL}}}{S_{\text{F}}} \quad (5.66)$$

де σ_{F0} – необмежена витривалість зубців на згин при базовому числі циклів навантаження ($N \geq N_{\text{F0}}$);

S_{F} – коефіцієнт запасу;

Y_{R} – коефіцієнт, що враховує жорсткість поверхні зуба;

Y_{S} – коефіцієнт, що враховує чутливість матеріалу до концентрації напружень;

K_{FC} – коефіцієнт, що враховує вплив двостороннього навантаження.

Коефіцієнт K_{FL} визначають так само, як K_{HL} з урахуванням того, що $m_F=6$ для зубчастих коліс із твердістю поверхні зубців $HV \leq 350$ та зі шліфованою перехідною поверхнею, в решті випадків $m_F=9$. Для K_{FL} необхідно враховувати наступні обмеження: при $N_{F0} \leq N_{FL}$ $K_{FL}=1$; при $N_{F0} > N_{FL}$ і $m_F=6$ $K_{FL} \leq 2,08$; при $N_{F0} > N_{FL}$ і $m_F=9$ $K_{FL} \leq 1,63$.

5.14. Розрахунки на контактну міцність та міцність на згин при короткочасному перевантаженні

Розрахунки зубчастих передач при змінному навантаженні не враховують короткочасні, наприклад пускові (пікові), перевантаження, які можуть причинити втрату статичної міцності (руйнування) зубців чи появу пластичних напружень. Враховуючи, що контактне напруження пропорційне квадратному кореню з навантаження (див. формулу 5.49), умова відсутності появи залишкової деформації або руйнування поверхневого шару зубців має вигляд:

$$\sigma_{HM} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{ник}}{T_{max}}} \leq [\sigma_{HM}] , \quad (5.67)$$

де $T_{ник}$ – короткочасне (пускове) перевантаження (рис. 5.36);

T_{max} – максимальне довгочасно діюче навантаження, $T_{max}=T_1$;

$[\sigma_{HM}]$ – допустима межа контактного напруження, яка залежить від виду зміцнюючої обробки зубців; наприклад, після нормалізації, поліпшення чи об'ємного гартування з низьким відпусканням при $HV < 350$ рекомендують $[\sigma_{HM}] = 2,8 \sigma_T$.

Умова відсутності залишкової деформації або поломки зуба має вигляд:

$$\sigma_{HM} = \sigma_F \cdot \frac{T_{ник}}{T_{max}} \leq [\sigma_{FM}] , \quad (5.68)$$

де $[\sigma_{FM}]$ – допустима межа напруження згину, яку визначають за формулою:

$$[\sigma_{FM}] = \frac{\sigma_{FlimM}}{S_{FM}} \cdot Y_S , \quad (5.69)$$

σ_{FlimM} – межа напруження, що не спричинює появу залишкових деформацій або крихкої поломки зубців; наприклад, для вуглецевих та легованих сталей після нормалізації та поліпшення $\sigma_{FlimM} = 4,8HV$;

S_{FM} – коефіцієнт запасу при перевантаженні.

5.15 Порядок розрахунків циліндричних та конічних передач

З можливих чотирьох розрахунків циліндричних та конічних передач, розглянутих вище (розрахунок на контактну витривалість, розрахунок на витривалість при згині, розрахунок на контактну міцність при перевантаженні, розрахунок на міцність при згині в разі перевантаження), вибір необхідних для даної передачі визначається її конструктивним виконанням.

Згідно з критеріями роботоздатності, проектні розрахунки закритих циліндричних та конічних передач повинні визначатися умовою стійкості поверхней зубців проти втомного викришування відповідно за формулами (5.51) та (5.53) з наступними вихідними даними: розрахункове тривало діюче навантаження T_1 (форм.2.6); передавальне число u ; вид передачі – прямозуба чи косозуба; допустимі напруження $[\sigma_H]$ (форм. 5.60); параметр ψ_d , який

вибирають за таблицею в залежності від схеми розташування коліс відносно опор, характеру навантаження, твердості зубців; параметр ψ_R назначають середнім в діапазоні 0,2...0,3; параметри z_M , z_H підраховують за відповідними формулами (див. п. 5.12), а параметр $K_{H\beta}$ знаходять за графіками в залежності від твердості коліс та їх розташування в редукторі; параметри $K_{H\alpha}$, K_{Hv} , z_v визначають приблизно за відповідними таблицями та графіками в залежності від орієнтовної швидкості коліс ($V=0,0125 \sqrt{N_1 \cdot n_1^2}$) з подальшим їх уточненням за розрахунковою швидкістю $V=\pi d_{w1} \cdot n_1/60000$, в якій d_{w1} попередньо одержано за формулами (5.51), (5.53). Уточнивши початкові діаметри d_{w1} циліндричної та конічної шестірні відповідно за формулами:

$$d'_{w1} = d_{w1} \sqrt{\frac{K'_{Hv} K'_{H\alpha} (z'_v)^2}{K_{Hv} K_{H\alpha} (z_v)^2}} ; \quad d'_{w1} = d_{w1} \sqrt{\frac{K'_{Hv} (z'_v)^2}{K_{Hv} (z_v)^2}} ,$$

визначають, попередньо вибравши z_1 , для циліндричних коліс нормальний модуль m , для конічних прямозубих – зовнішній коловий модуль m_{te} за формулами:

$$m = \frac{d'_{w1}}{z_1} \cos \beta ; \quad m_{te} = \frac{d'_1}{z_1}$$

Перевірочні розрахунки для закритих передач виконують за контактною міцністю при короточасному перевантаженні, витривалістю за напруженнями згину, міцністю при згині від короточасного перевантаження.

Проектні розрахунки відкритих циліндричних та конічних передач повинні визначатися витривалістю на згин зубців, які спрацьовуються в процесі роботи, відповідно за формулами (5.57), (5.59) з уточненням параметрів K_{Fv} , Y_S .

Перевірочні розрахунки проводять за контактною міцністю та міцністю при згині від короточасних перевантажень. Всі розміри циліндричних та конічних коліс визначають після перевірочних розрахунків за формулами, наведеними відповідно в п.п.5.3, 5.7, 5.8.

Таким чином, схема розрахунків циліндричних та конічних передач має вигляд, поданий таблицею:

Вид передачі Критерій роботоздатності	Закрита ($HV \leq 350$)	Відкрита
Контактна витривалість	Проектний розрахунок: визначають d_{w1}	—
Витривалість на згин	Перевірочний розрахунок: $\sigma_{Fi} \leq [\sigma_{Fi}]$	Проектний розрахунок: визначають m
Контактна міцність при перевантаженні	Перевірочний розрахунок: $\sigma_{HM} \leq [\sigma_{HM}]$	
Міцність на згин при перевантаженні	Перевірочний розрахунок: $\sigma_{FM} \leq [\sigma_{FM}]$	

Лекція 15

5.16. Відомості про конструкції зубчастих коліс

Конструкції зубчастих коліс визначаються їх розмірами, умовами експлуатації та видом виробництва.

Шестірні виконують як одне ціле з валом (вал-шестірня, рис.5.37), якщо відстань S від впадини зуба до шпонкового пазу менша $2m$ для циліндричних та $1,8m$ для конічних коліс (рис.5.38).

Рис.5.37.

Рис.5.38.

Коліса невеликих розмірів ($d_a < 200$ мм) виконують у вигляді суцільних дисків без маточини або з маточиною (рис.5.39).

Рис.5.39

Коліса середніх розмірів ($d_a < 500 \dots 700$ мм) виконують полегшеної дискової конструкції з поковки (рис.5.40,а), а великих розмірів ($d_a > 700$ мм) – також полегшеної конструкції литтям (рис.5.40,б) або зварюванням (рис.5.40,в); інколи застосовують бандажні конструкції (рис.5.40,г) з метою економії легированих сталей.

Рис.5.40

Деякі перспективи вдосконалення та дослідження циліндричних і конічних зубчастих передач пов'язані з:

- розширенням використання передач з модифікованим профілем, косозубих та з круговим зубом;
- розширенням використання планетарних передач;
- підвищенням твердості зубців та точності передач;
- оптимізацією геометрії зачеплень з використанням різних вихідних контурів для елементів спряженої пари;
- уточненням напружено-деформованого стану зуба шляхом сумісного рішення контактної задачі та задачі згину зубців;
- урахуванням фізико-хімічних властивостей поверхней зубців, товщини мастильного шару, коефіцієнту тертя ковзання в розрахунках передач;
- розвитком методів розрахунку передач на заїдання.

Тема 6. Черв'ячні передачі

6.1 Загальні відомості

Початковими поверхнями зубчастих передач з мимобіжними осями є поверхні однополюх гіперболоїдів (рис.6.1,а).

Рис.6.1

Якщо ділянки поверхней гіперболоїдів, які віддалені від горловин , замінити поверхнями зрізаних конусів, то дістанемо гедоїдну зубчасту передачу (рис.6.1,в). Зубчасті колеса гедоїдної передачі мають тангенціальні або криволінійні зубці. Лінійний контакт зубців в цих передачах забезпечують завдяки застосуванню спеціальних методів нарізування, Розрахунок зубців на міцність виконують за методикою розрахунку конічних зубчастих передач із криволінійними зубцями. Якщо ділянки поверхней горловин гіперболоїдів

замінити циліндрами, дістанемо гвинтову зубчасту передачу (рис.6.1,б). За такої заміни коліса повинні бути косозубими, а контакт зубців відбувається у точці з несприятними умовами змащування. Розрахунок коліс гвинтових передач виконують аналогічно розрахунку косозубих циліндричних коліс. Гвинтові передачі використовують переважно в кінематичних механізмах приладів.

Для передавання малих та середніх потужностей (до 60 кВт) в силових механізмах з мимобіжними валами застосовують черв'ячну пару, яка являє собою гвинтову пару з кутом між валами в переважній кількості випадків 90° та з ведучим колесом, в якому зубці виконані у вигляді витків (ведуче колесо називають черв'яком). Контакт між зубцями черв'ячної передачі відбувається по лінії завдяки особливій дуговій формі зубців коліса, які частково охоплюють зубці черв'яка.

Порівняно з циліндричними та конічними зубчастими передачами черв'ячні мають наступні переваги:

- плавність та безшумність роботи;
- компактність при великому передаточному числі;
- властивість самогальмування для деяких передач ($\gamma < \varphi$).

До недоліків черв'ячних передач належать:

- порівняно низький К.К.Д. та мала несуча здатність;
- потреба використання дорогих антифрикційних матеріалів;
- необхідність спеціальних засобів інтенсифікації теплообміну.

6.2. Класифікація та основні параметри

Черв'ячні передачі відрізняються за:

- розміщенням черв'яка щодо коліса з: нижнім (рис.6.2,а), верхнім (рис.6.2,б), бічним з горизонтальною віссю коліса (рис.6.2,в), бічним з вертикальною віссю коліса (рис.6.2,г)

Рис.6.2

- формою початкової поверхні черв'яка, серед яких мають найбільше використання циліндричні (рис.6.3,а) та глобоїдні (рис.6.3,б);

Рис.6.3

– формою профілю витків черв'яка в торцевому перерізі I (рис.6.4): Архімедові ZF, евольвентні Z1, конволютні ZN. Тільки Архімедів черв'як в осьовому перерізі II має прямолінійний профіль (рис.6.5,а), інші – криволінійний (рис.6.5,б).

Рис.6.4

Рис.6.5

– числом витків (заходів) черв'яка: однозахідні ($z_1=1$), двозахідні ($z_1=2$), чотирьох західні ($z_1=4$, рис.6.6).

Хід гвинтової лінії витка P_z – відстань між сусідніми профілями одного і того ж витка. Осьовий крок P – відстань між сусідніми бічними сторонами двох суміжних профілів, виміряна паралельно осі черв'яка. Якщо z_1 – число витків черв'яка, то $P_z=z_1 \cdot P$.

Рис.6.6

- напрямом витка черв'яка: правий (рис.6.3,а) та лівий ;
- конструктивним оформленням : відкриті, закриті.

В практиці загального машинобудування при передаванні невеликих потужностей частіше застосовують закриті черв'ячні циліндричні передачі з Архімедовим правим черв'яком.

Основні параметри передач з циліндричним Архімедовим черв'яком, до яких відносять: міжосьову відстань a_w , передаточне число u , модуль зачеплення m , коефіцієнт діаметра черв'яка q , кут профілю α , число зубців z_1 , регламентовані стандартом. Деякі з геометричних параметрів передачі наведені на рис.6.7.

Рис.6.7

Коригування черв'ячних передач виконують радіальним переміщенням інструменту при нарізанні тільки зубців колеса з метою вписування в потрібну міжосьову відстань.

В машинобудуванні використовують переважно некориговані (нормальні) передачі.

Згідно з рис.6.7 для нормальної передачі:

$$- \text{ділительний діаметр черв'яка, } d_1=qm; \quad (6.1)$$

$$- \text{діаметр вершин витків черв'яка, } d_{a1}=d_1+2m; \quad (6.2)$$

$$- \text{діаметр впадин черв'яка, } d_{f1}=d_1-2,4m; \quad (6.3)$$

$$- \text{ділительний діаметр колеса, } d_2=z_2m; \quad (6.4)$$

$$- \text{діаметр вершин зубців колеса, } d_{a2}=d_2+2m; \quad (6.5)$$

$$- \text{діаметр впадин зубців колеса, } d_{f2}=d_2-2,4m; \quad (6.6)$$

$$- \text{між осьова відстань, } a_w=0,5m(z_2+q). \quad (6.7)$$

Лекція 16

6.3 Кінематика та статика

Оскільки обертання черв'яка та черв'ячного колеса відбуваються у двох взаємноперпендикулярних площинах, то швидкості точок контакту витків черв'яка та зубців колеса неоднакові за модулем та напрямом, що спричинює їх ковзання (рис.6.8).

Рис.6.8

Рис.6.9

Швидкість ковзання витків черв'яка по зубцях колеса напрямлена вздовж дотичної до витка черв'яка і, як відносна швидкість, визначається з виразу:

$$\bar{V}_s = \bar{V}_1 - \bar{V}_2 \quad (6.8)$$

Модуль V_s знаходять за формулою:

$$V_s = \sqrt{V_1^2 + V_2^2} = \frac{V_1}{\cos \gamma} = \frac{V_2}{\sin \gamma}, \quad (6.9)$$

де $V_1 = \omega_1 \cdot d_1 / 2$; $V_2 = \omega_2 \cdot d_2 / 2$.

Оскільки $\gamma < 30^\circ$, то завжди $V_s > V_1 > V_2$, що спричинює підвищене спрацьовування і схильність до заїдання.

Передаточне число визначають за формулою:

$$u \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{2V_1}{d_1} : \frac{2V_2}{d_2} = \frac{d_2}{d_1} \frac{1}{\operatorname{tg} \gamma} = \frac{m z_2}{d_1 \frac{\pi m z_1}{\pi d_1}} = \frac{z_2}{z_1}, \quad (6.10)$$

з якої видно, що величина u не залежить від діаметрів черв'яка та колеса, а визначається їх числом зубців. Останнє дозволяє в черв'ячній парі діставати велике передаточне число, що є основною перевагою таких передач.

Нормальна до поверхней зубців сила їх взаємодії подається у вигляді трьох складових: колової F_t , осьової F_a та радіальної F_r . Колова сила на черв'яку F_{t1} є реакцією з боку колеса і спрямована протилежно обертанню черв'яка; колова сила на черв'ячному колесі F_{t2} є рухомою і спрямована в сторону обертання колеса. Радіальні зусилля F_{r1} та F_{r2} спрямовані до центрів відповідно черв'яка та колеса.

Колова сила на черв'яку дорівнює осьовій силі на колесі:

$$F_{t1} = F_{r2} = \frac{2T_1}{d_1}; \quad (6.11)$$

колова сила на колесі дорівнює осьовій силі на черв'яку:

$$F_{t2} = F_{a1} = \frac{2T_2}{d_1}; \quad (6.12)$$

радіальна сила на черв'яку дорівнює радіальній силі на колесі:

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{a1} \cdot \operatorname{tg} \alpha \quad (6.13)$$

6.4. Критерії роботоздатності

Зубці черв'ячних коліс – найслабкіші елементи у черв'ячних передачах, для яких характерне підвищене спрацьовування та заїдання, що пов'язано із значними швидкостями ковзання та невідновними умовами змащування контакту. Останнє потребує пояснення.

З теорії змащування відомо, що найбільш сприятливі умови для виникнення рідинного тертя мають місце, коли кут між напрямом швидкості ковзання та лінією контакту наближається до 90° (рис.6.10). В цьому випадку мастило затягується в щілину між тілами А і Б і утворює безперервний мастильний шар. При умові, коли кут δ зменшується і наближається до 0° , виникає сухе або напівсухе тертя; чим менше кут δ , тим менша можливість виникнення рідинного тертя.

Рис.6.10

Рис.6.11

Послідовне розташування контактних ліній 1, 2, 3 ... в процесі зачеплення черв'ячної пари ЗА та швидкостей ковзання в контакті на рис.6.1 дає можливість виявити зону несприятливого змащення передачі. В цій зоні напрям V_s майже співпадає з напрямом контактної лінії 1; умови змащування тут утруднені. При збільшених навантаженнях в цій зоні починається заїдання, яке поширюється на всю поверхню зуба. Руйнування зубців колеса можливе внаслідок їх значного спрацьовування.

Забезпечення тривалої роботоздатності черв'ячної передачі здійснюють вибором відповідних матеріалів черв'яка і колеса та обмеження контактних напружень.

6.5 Розрахунки на міцність

Умови зачеплення та несуча спроможність передач з циліндричними черв'яками основних типів при малому числі витків дуже близькі. Тому розрахунки для передач з Архімедовим черв'яком, які розглядаються нижче, розповсюджуються на передачі з іншими циліндричними черв'яками і виконуються для найменш міцного елемента – колеса.

6.5.1 Розрахунок за контактними напруженнями

Розрахункові формули одержують на основі тих же вихідних залежностей та припущень, що і для зубчастих передач. Найбільше контактне напруження в полюсі зачеплення (формула 5.48):

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{E_{3\epsilon}}{2\pi(1-\mu^2)} \cdot \frac{W}{\rho_{3\epsilon}}},$$

$$\text{де } E_{3\epsilon} = \frac{2E_1E_2}{E_1 + E_2}, \frac{1}{\rho_{3\epsilon}} = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2} = \frac{1}{\rho_2}, \text{ оскільки } \rho_2 \rightarrow \infty.$$

Радіус кривини профілів зубців черв'ячного колеса ρ_2 можна знайти з відповідної формули для зубців косозубого колеса, замінивши кут β на γ . Тоді:

$$\frac{1}{\rho_2} = \frac{2 \cos \gamma}{d_2 \sin \alpha}$$

Питоме розрахункове навантаження (формула 5.42):

$$W = \frac{F_n}{\ell_\Sigma} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV} = \frac{F_{t2} \cdot K_{H\beta} K_{HV}}{(\cos \alpha \cdot \cos \gamma) \cdot \ell_\Sigma}$$

Сумарну довжину контактних ліній у зачепленні черв'ячної передачі визначають наближено за формулою:

$$\ell_\Sigma = 1,3d_1 / \cos \gamma$$

Враховуючи, що: $E_1=2,1 \cdot 10^5$ МПа (для сталі); $E_2=0,9 \cdot 10^5$ МПа (для бронзи та чавуна); $\mu \approx 0,3$ (для сталі, бронзи, чавуна); $\alpha=20^\circ$; $\cos \gamma \approx 0,95$ ($\gamma=4 \dots 26^\circ$), а також вирази (6.1), (6.4), (6.7), маємо умову контактної витривалості зубців колеса:

$$\sigma_H = 170 \frac{z_2}{q} \sqrt{\left(\frac{z_2}{q} + 1/a_w\right)^3} \cdot T_2 \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV} \leq [\sigma_H] \quad (6.10)$$

6.5.2 Розрахунок за напруженнями згину

Точний розрахунок напружень згину утруднюється змінною формою перерізу зуба по ширині колеса, а також угнутою його формою. В наближених розрахунках черв'ячне колесо розглядають як циліндричне косозубе з використанням формули (5.54)

$$\sigma_F = Y_F \cdot Y_\beta \cdot Y_\epsilon \frac{F_t \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV}}{b \cdot m},$$

але з відповідними поправками для коефіцієнтів Y_F , Y_β , Y_ϵ , $K_{F\alpha}$, які віддзеркалюють особливості форми зубців та вид контактних ліній (рис.6.11), а також з деякими перетвореннями формули (5.54). Остаточна формула для розрахунку напружень згину має вигляд:

$$\sigma_F = \frac{2T_2 \cdot \cos \gamma}{1,2d_1 \cdot d_2 \cdot m} \cdot Y_F \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV} \leq [\sigma_F] \quad (6.11)$$

6.5.3 Порядок проектного розрахунку черв'ячної передачі

В проектному розрахунку черв'ячної передачі визначають міжосьову відстань a_w з умови (6.11) стійкості поверхонь зубців колеса проти втомного руйнування та заїдання

$$a_w \geq \left(\frac{z_2}{q} + 1 \right) \sqrt[3]{ \left(170 / [\sigma_H] \cdot \frac{z_2}{q} \right)^2 \cdot T_2 \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV} } \quad (6.12)$$

Вихідними даними розрахунку є : розрахункове тривалодіюче навантаження T_2 ($T_2 = T_1 \cdot u \cdot \eta$); передаточне число передачі u ; режим навантаження передачі та строк її служби; матеріали черв'яка та черв'ячного колеса, за якими визначають допустиме вантажне напруження $[\sigma_H]$.

Число витків черв'яка $z_1 = 1; 2; 4$ потрібно брати по можливості більшим (підвищується К.К.Д. передачі), але так, щоб число z_2 було у рекомендованих межах: $28 \leq z_2 \leq 80$; коефіцієнт q вибирають із числа стандартних значень.

Модуль черв'ячної передачі знаходять з формули:

$$m = \frac{2a_w}{z_2 + q}, \quad (6.13)$$

з подальшим узгодженням із стандартним значенням та уточненням a_w відповідно до стандартного m .

З використанням уточнених параметрів $[\sigma_H]'$, T_2 , K_{HV}' за розрахунковою швидкістю ковзання V_c ($V_c = \frac{\pi d_1 n_1}{60000 \cos \gamma}$) перевіряють контактну витривалість

поверхней зубців колеса за формулою (6.10), після чого виконують перевірочні розрахунки витривалості зубців колеса на згин (формула 6.11) та контактної міцності на згин при перевантаженні відповідно за формулами (5.65), (5.66).

Лекція 17

6.6 Матеріали та допустимі напруження

Матеріали черв'ячної пари повинні мати:

- достатні антифрикційні властивості;
- добре пропрацьовування;
- підвищену стійкість проти спрацьовування;
- достатню теплостійкість.

Вибір пари матеріалів черв'ячної передачі визначається перш за все швидкістю ковзання в контактні зубців та потужністю.

Черв'ячні колеса для мало навантажених тихохідних ($V_s < 2$ м/с) передач виготовляють з чавуну СЧ 18, СЧ 25; вінці коліс з низькими швидкостями ковзання ($V_s < 5$ м/с) виготовляють з безолов'яних бронз Бр.Аж 9-4, з середніми (5 м/с $< V_s < 12$ м/с) та високими ($V_s < 25$ м/с) швидкостями ковзання виготовляють з олов'яних бронз Бр.Оф 10-1.

Черв'яки Архімедові та конволютні, які використовують для малопотужних ($N < 2...3$ кВт) та низькошвидкісних ($V_s < 5$ м/с) передач, виготовляють з термічно покращуваних сталей 20, 45, 50 (HB < 350) без шліфовки та поліровки; евольвентні черв'яки виготовляють з вуглецевих та легуваних сталей 20Х, 40ХН, 25ХГТ (HRC > 45).

Допустимі контактні напруження для зубців коліс із без олов'яних бронз та чавунів вибирають за умовою опору заїданню залежно від швидкості ковзання.

Допустимі контактні напруження для зубців коліс із олов'яних бронз визначають за формулою:

$$[\sigma_H] = [\sigma_H]^0 \cdot K_{HL} \quad , \quad (6.13)$$

де $[\sigma_H]^0$ – допустиме контактне напруження для бази випробувань $N_{Ho}=10^7$ циклів;
 K_{HL} – коефіцієнт довговічності (див. форм. 5.60), для якого $m_H = 8$;
 $0,67 \leq K_{HL} \leq 1$.

Допустимі напруження на згин для зубців бронзових коліс визначають за формулою:

$$[\sigma_F] = [\sigma_F]^0 \cdot K_{FL} \quad , \quad (6.14)$$

де $[\sigma_F]^0$ – допустиме контактне напруження для бази випробувань $N_{F0}=10^6$ циклів;
 K_{FL} – коефіцієнт довговічності (див. форм. 5.60), для якого $m_F = 9$;
 $0,54 \leq K_{FL} \leq 1$.

6.7 Розрахунок черв'яка

Проектні розміри черв'яка визначають в результаті розрахунків на міцність зубців колеса та геометричних розрахунків черв'яка, з яких, в більшості випадків, мають порівняно малий діаметр тіла черв'яка та значну відстань між опорами. Тому для надійної роботи черв'ячної передачі необхідні перевірені розрахунки черв'яка на міцність та жорсткість, які виконують так, як і вали – за формулами опору матеріалів в відомій послідовності:

- при заданих F_r , F_t , F_a визначають реакції опор;
- будують епюри напружень згину та крутіння;
- знаходять еквівалентні моменти;
- за однією з теорій міцності розраховують діаметр черв'яка в небезпечному перерізі;
- для розрахункового діаметра визначають прогин посередині черв'яка як балки на двох опорах та перевіряють умову достатньої жорсткості за відомою формулою:

$$y \leq [y] \quad ,$$

де $y = \frac{F\ell^3}{48EI}$; $F = \sqrt{F_r^2 + F_t^2}$;
 ℓ – відстань між опорами;
 I – момент інерції перерізу.

Допустиму стрілку прогину черв'яка визначають залежно від модуля m у межах: $[y] = (0,01 \dots 0,005)m$. Якщо при розрахунку виявиться, що жорсткість черв'яка недостатня, то потрібно збільшити коефіцієнт діаметра черв'яка q , або, за можливістю, зменшити відстань ℓ між його опорами.

6.8 К.К.Д. черв'ячної передачі та її тепловий розрахунок

Завдяки невідповідним умовам змащування контакту зубців в черв'ячній передачі виникають порівняно великі утрати міцності на тертя, що може призвести до її перегрівання, подальше погіршення змащування і вихід з ладу. Тому остаточна перевірка надійності роботи черв'ячної передачі виконується завдяки тепловому розрахунку, в якому треба знати загальні витрати потужності. Останні оцінюють коефіцієнтом корисної дії за формулою:

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3, \quad (6.15)$$

де η_1 – втрати потужності в зачепленні, які обумовлені ковзанням витків черв'яка по зубцях колеса;
 η_2 – втрати в підшипниках;
 η_3 – втрати на перемішування мастила у корпусі передачі.

В проектних розрахунках, коли розміри черв'ячної передачі невідомі, величини η_1 , η_2 , η_3 приймають орієнтовно за відповідною таблицею. Після визначення основних параметрів зачеплення проводять уточнення найбільш значної складової загальних витрат – величини η_1 за формулою:

$$\eta_1 = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi)} \quad (6.16)$$

де φ – кут тертя, який залежить від матеріалів черв'ячної пари, жорсткості їх поверхней, якості мастила, швидкості ковзання.

Тепловий розрахунок при сталому температурному режимі проводять на основі теплового балансу, тобто дорівнюють тепловиділення теплопередачі. Кількість теплоти, яка виділяється при передаванні потужності N_1 :

$$Q_1 = N_1(1 - \eta) \quad (6.17)$$

Кількість тепла, яке віддається передачею в оточуюче середовище:

$$Q_2 = K_t \cdot S(t_m - t_{o.c.}) \quad (6.18)$$

де K_t – коефіцієнт тепловіддачі;
 S – площа охолоджуваної поверхні корпусу передачі, $S \approx 20a_w^{1,7}$
 t_m – температура мастила;
 $t_{o.c.}$ – температура оточуючого середовища.

Якщо $Q_1 > Q_2$, треба передбачити, наприклад, відведення надмірного тепла шляхом виконання ребер охолодження, штучною вентиляцією, додатковою циркуляцією мастила.

6.9 Конструкції деталей та їх виготовлення

Черв'яки виготовляють, у більшості випадків, разом із валом як одну деталь (рис.6.7) на токарно-гвинторізних або фрезерних верстатах відповідно різцями або черв'ячними фрезами. Останній спосіб більш продуктивний.

Черв'ячні колеса виготовляють складеними з двох частин (рис.6.12): бронзового вінця 1, який з'єднується з чавунним або сталевим колісним центром 2 по відповідній посадці і закріплюється додатково, якщо є потреба, гвинтом 3 чи болтом 4 з гайкою 5.

Рис.6.12

При малих діаметрах черв'ячних коліс застосовують суцільну конструкцію.

Черв'ячні колеса частіше нарізують черв'ячними фрезами, які являють собою копію черв'яка, а в процесі нарізування заготовка колеса та фреза здійснюють такий же рух, як і робоча пара.

Точність виготовлення черв'ячних передач вибирають залежно від швидкості ковзання. За аналогією з евольвентними зубчастими передачами стандартом встановлено 12 ступенів точності черв'ячних передач: кінематичних – 3...6, силових – 7...9 ступені.

Велике значення мають норми точності черв'ячних передач при їх складанні. Вісь черв'яка завжди повинна знаходитись у середній площині черв'ячного колеса. На практиці правильність зачеплення контролюють розмірами контакту зубців колеса з витками черв'яка.

Деякі перспективи вдосконалення черв'ячних передач пов'язані з використанням евольвентних черв'яків та черв'яків з угнутих профілем витків, модифікованого зачеплення, нових технологій обробки з метою одержання оптимальної жорсткості поверхней зубців, нових протизадирних мастильних матеріалів, більш ефективного охолодження.

Лекція 18

Тема 7. Передача гвинт-гайка

7.1 Загальні відомості

Передача гвинт-гайка являє собою гвинтову пару, в якій одно з коліс повністю охоплює циліндричну поверхню другого. Охоплююче колесо у вигляді втулки з зубцями по гвинтовій лінії на внутрішній циліндричній поверхні називають гайкою, а колесо, яке охоплюється, частіше у вигляді стержня з зубцями по гвинтовій лінії на поверхні, називають гвинтом. В такій парі вид контакту витків гайки та гвинта залежить від профілю зубців витків і може бути лінійним чи площинним. Останнє реалізується, якщо профілі зубців витків не криволінійні, а, наприклад, трикутні, прямокутні, трапецеїдальні.

На рис. 7.1 показані деякі схеми передачі гвинт-гайка.

Рис.7.1

Передачі класифікують за:

- призначенням: кінематичні (рис.7.1,а), силові (рис.7.1,б);
- видом тертя: ковзання, кочення;
- профілем зуба гвинтової лінії: трикутний, прямокутний, трапецеїдальний.

Найбільш поширені передачі з тертям ковзання між зубцями; передачі з тертям кочення складні за конструкцією і досить дорогі у виготовленні. Вибір профілю зуба залежить від призначення передачі та умов експлуатації: трикутний рівнобічний – для кінематичних передач; трапецеїдальний – для реверсивного навантаження; трикутний нерівнобічний – для однобічного та динамічного навантаження.

Передачу гвинт-гайка використовують для простіших підйомних механізмів – домкратів, в механізмах зміни виліта стріли деяких кранів, в механізмах переміщення робочих органів роботів; в механізмі кліщового захвату протиугінного пристрою; в гідравлічних машинах встановлюють гвинтові насоси.

Основні переваги передач: вигреш у силі, компактність, висока точність переміщення, простота, надійність.

До недоліків слід віднести низький к.к.д. передач з тертям ковзання, висока вартість передач з тертям кочення.

7.2 Силові співвідношення, К.К.Д. та самогальмування гвинтово пари

Для визначення силових співвідношень між коловою F_t та осьовою F_a зусиллями передачі гвинт-гайка (рис.7.1,б) вводять допущення:

- все навантаження передається одним витком;
- вся робота на закручування гвинта витрачається на переміщення гайки та переборювання тертя між витками.

На основі цих допущень представимо розрахункову модель передачі у вигляді повзуна на нахиленій площині (рис.7.2), де повзун – гайка, нахилена площина – розгортка по середньому діаметру витка гвинта.

Рис.7.2

Спочатку, для спрощення викладок, розглянемо гвинтову пару з прямокутними профілями витків (рис.7.3,а).

При рівномірному переміщенні уверх по нахиленій площині повзуна, останній знаходиться в стані рівноваги під дією системи сил: F_a , F_t , N , F_f ,

де $F_f = f \cdot N$, f – коефіцієнт тертя, для якого слушним є вираз:

$$f = \operatorname{tg} \beta, \quad (7.1)$$

де β – кут тертя ковзання.

При цьому з одного боку, $\bar{R} = \bar{N} + \bar{F}_f$, а з другого $\bar{R} = \bar{F}_a + \bar{F}_t$; тоді з рис.7.2,б виходить, що:

$$F_t = F_a \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \beta) \quad (7.2)$$

де γ – кут підйому гвинтової лінії, $\gamma = \operatorname{arctg} \frac{S}{\pi d_2}$

Вираз (7.2) слушний лише для прямокутних профілів витків передачі. Зв'язок між силами тертя на прямокутних та непрямокутних профілях можна встановити, якщо припустити, що $\gamma = 0$. Тоді на прямокутному профілі (рис.7.3,а):

$$F_f = f \cdot F_a,$$

на гострокутному (рис.7.3,б):

$$F_f = f \cdot F_a' = \frac{f \cdot F_a}{\cos \alpha / 2} = f' \cdot F_a,$$

де f' – зведений коефіцієнт тертя.

По аналогії з виразом (7.1) маємо:

$$f' = \operatorname{tg} \beta', \text{ де } \beta' \text{ – зведений кут тертя; } \beta' > \beta.$$

Отож для визначення колової сили у гвинтовій парі з трикутним чи трапецеїдальним профілем витка в формулі (7.2) треба замість дійсного підставити зведений кут тертя, тобто:

$$F_t = F_a \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \beta') \quad (7.3)$$

К.К.Д. гвинтової пари знайдемо як співвідношення робіт на загвинчування гвинта без враховування сил тертя ($\beta' = \beta = 0$) та з врахуванням сил тертя

$$\eta = \frac{[F_a \cdot \operatorname{tg} \gamma] \cdot \varphi}{[F_a \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \beta')] \varphi} = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \beta')} , \quad (7.4)$$

де φ – кут повороту гвинта.

З формули (7.4) видно, що К.К.Д. росте зі збільшенням γ та зменшенням β . Тому підвищення к.к.д. передачі гвинт-гайка здійснюють наступними конструктивними та технологічними засобами:

- використанням багатозахідних гвинтів ($\gamma < 25^\circ$);
- застосуванням антифрикційних матеріалів та покращенням змащування;
- заміною тертя ковзання тертям кочення.

Самогальмування здійснюється для такої гвинтової пари, в якій осьове статичне навантаження не спричинює рух гайки або гвинта. Умову самогальмування дістанемо з моделі гвинтової пари, на яку діє лише сила F_a (рис.7.4), яку замінюють силою нормального тиску N та зкочуючою F_3 .

$$\overline{F_a} = \overline{N} + \overline{F_3}$$

Сила F_3 прагне потягти повзун вниз по нахиленій площині, внаслідок чого виникає сила тертя F_f . Якщо $F_f < F_3$, то повзун опускатиметься. Таким чином, для нерухомості повзуна потрібна умова:

$$F_f \geq F_3, \quad \text{тобто } \beta \geq \gamma. \quad (7.5)$$

Рис.7.4

7.3 Види руйнувань передачі та матеріали деталей

Основною причиною виходу з ладу гвинтів та гайок є значне спрацьовування їх зубців. Тому при визначенні розмірів передачі виходять з розрахунку на стійкість проти спрацьовування з наступною перевіркою гвинта на міцність. Втрата стійкості довгих стиснутих гвинтів може бути також причиною руйнування передачі.

Гвинти, для яких не передбачене гартування, виготовляють із сталей 40, 45, 50; гвинти, для яких передбачається гартування, виготовляють із сталей 65Г, 40Х та ін.

При малих швидкостях ковзання ($V_s < 2\text{м/с}$) та незначних навантаженнях гайки виготовляють з антифрикційного чавуна АВЧ-1, АВЧ-2, СЧ 20; при збільшених швидкостях ($V_s > 6\text{м/с}$) використовують олов'яні бронзи Бр.Оф10-1 та ін.

7.4 Розрахунок передачі

Стійкість проти спрацювання гвинтової пари забезпечується обмеженням тиску у контакті зубців за умовою (1.7):

$$q \leq [q], \quad \text{де } q = \frac{F_a}{\pi d_2 \cdot h \cdot z},$$

h – висота профілю витка; z – число витків у гайці.

Для проектного розрахунку позначають $z = H/P$ (H – висота гайки, P – шаг витка) і, задаючись коефіцієнтом висоти профілю витка $\psi_h = h/p$ та коефіцієнтом висоти гайки $\psi_n = H/d_2$, знаходять величину d_2 .

$$d_2 = \sqrt{\frac{F_a}{\pi \psi_n \cdot \psi_h \cdot [q]}} \quad (7.6)$$

Перевірка міцності гвинта від сумісної дії осьової сили F_a та крутного моменту T , спричиненого силами тертя між витками виконують за гіпотезою енергії формозмінювання:

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_c^2 + 3\tau^2} = \sqrt{\left(\frac{4F_a}{\pi d_3^2}\right)^2 + 3\left(\frac{16T}{\pi d_3^3}\right)^2} \leq [\sigma] \quad (7.7)$$

$$\text{де } T = F_a \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \text{tg}(\gamma + \beta')$$

Для довгих високонавантажених гвинтів, наприклад домкратів, виконують перевірку на втрату стійкості за формулою:

$$Q_{\text{доп}} = [\sigma_c] \cdot \frac{\pi d_3^2}{4} \cdot \varphi \geq Q, \quad (7.8)$$

де $Q_{\text{доп}}$ – допустиме осьове навантаження на гвинт за умовою його стійкості;

Q – осьове навантаження, яке діє на передачу;

$[\sigma_c]$ – допустиме напруження стиску;

φ – коефіцієнт зменшення допустимих напружень в залежності від гнучкості гвинта.

Деякі перспективи вдосконалення передач гвинт-гайка пов'язані з впровадженням нових сортів мастильних матеріалів, покращенням змашування поверхню тертя ковзання, поширенням використання тертя кочення замість ковзання з підвищеною точністю виготовлення різьби та тіл кочення.

Лекція 19.

Тема 8. Вали та осі

8.1 Загальні відомості

Вали та осі (рис.8.1) призначені для розміщення на них деталей, які обертаються (шків, зірочки, зубчасті колеса та ін.). Вали відрізняються від осей наступними ознаками: вали завжди обертаються, передають крутний момент, а за геометричною формою можуть бути прямими, кривими та ломаними; осі можуть обертатись чи бути нерухомими, ніколи не передають крутних моментів, завжди прямі.

Вали класифікують за:

- геометричною формою: прямі (рис. 8.1,а,б), ломані (рис. 8.1,г),гнучкі (рис. 8.1,д);
- поверхнею прямих валів: гладкі (рис. 8.1,а) та ступінчаті (рис. 8.1,в);
- типом перерізу: суцільний та порожній (рис.8.1,а);
- формою перерізу: круглі, профільні;
- призначенням: вали механічних передач та коренні вали (останні несуть додатково деталі робочих органів);
- розташуванням в редукторі: вхідний(швидкісний),проміжні, вихідний (тихохідний).

В редуктора загального машинобудування, ПТМ, насосів гідравлічних та пневматичних машин, турбобудування використовують прямі переважно ступінчасті вали, які більш складні за конструкцією, але дають змогу простіше здійснювати різні посадки деталей на окремих ділянках вала та забезпечують створення упорів і буртиків для їх осьової фіксації.

Опорні у радіальному напрямі частини валів та осей називають цапфами; проміжні цапфи – шийки, а кінцеві – шипи.

Рис. 8.1

Опорну частину вала в осьовому напрямі називають п'ятою. Безпосередньо опорами для шипів, шийок та п'ят служать підшипники.

Цапфи валів, що працюють у підшипниках ковзання можуть бути циліндричними (рис.8.2,а),конічними (рис.8.2,г) рідше конічними.

Рис.8.2

Перехідні ділянки валів між двома ступенями неоднакових діаметрів виконують різними конструктивними варіантами (рис.8.3).

Рис.8.3

Шкідливий вплив концентрації напружень від перехідних ділянок валів зменшують конструктивними та технологічними (пластичне зміцнення галтелей) заходами.

8.2 Розрахункові схеми валів. Критерії розрахунку.

Розрахункові схеми валів редукторів зображують у вигляді статично визначених балок на двох шарнірних опорах. Балки навантажені радіальними та осьовими силами, а також обертовими моментами, що виникають у зачепленнях зубчастих коліс, від натягу віток пасових передач, корисним навантаженням ланцюгових передач, неврівноваженим зусиллям від дії муфт. Власну вагу шківів, барабанів та інших встановлених на валу деталей, в більшості випадків, не враховують. Опору, яка сприймає радіальну та осьову сили, визначають шарнірно - нерухомою, іншу опору – шарнірно-рухомою. Розташування розрахункових точок опор визначають в залежності від типу підшипника (рис. 8.4).

Рис.8.4

Для опори з одним радіальним шариковим чи роликівим підшипником кочення розрахункова точка опори знаходиться по середині підшипника (рис.8.4, а). Для опори одним радіально-упорним шариковим чи роликівим підшипником кочення розрахункова точка опори визначається кутом контакту α , за формулами (згідно з рисунками 8.4, б та 8.4, в):

для однорядного радіально-упорного шарикопідшипника

$$a_1 = 0,5[B + 0,5(d + D) \cdot \operatorname{tg} \alpha],$$

для однорядного конічного роликівим підшипника

$$a_2 = \frac{T}{2} + \frac{d + D}{4} \cdot \operatorname{tg} \alpha,$$

де параметри T , d , D , B , α надані в каталогах підшипників. При використанні в опорі пари радіально-упорних підшипників, коли вони працюють одночасно, розрахункова точка опори відстоїть від середини заднього підшипника на відстані $v/3$ (рис.8.4,г). Для підшипника ковзання розрахункова точка опори відстоїть на $2/3\ell_1$ від зовнішнього торця вала (рис.8.4,д).

Навантаження від деталей на валу передається по середині посадкової поверхні (рис.8.4,е); похибки від такого припущення йдуть у запас міцності вала.

Якщо на валу встановлена муфта, то її дію приблизно враховують величиною обертового моменту T . Більш точний розрахунок вала повинен враховувати появу невірноваженості від муфти. Наприклад, для втулково-пальцевої пружної муфти (МПВП) невірноважене зусилля становить $0,25 F_m$, де F_m – колова сила по діаметру центрів МПВП; при використанні зубчастої муфти невірноважений момент згину становить $0,1T$. Напрямок додаткових навантажень вибирають найменш сприятливим для вала.

Практикою експлуатації встановлено, що руйнування валів та осей, які обертаються, має втомний характер внаслідок циклічно змінних напружень. Тому основним критерієм роботоздатності валів та осей є втомна міцність (витривалість). Для тихохідних валів обмежуючим критерієм може бути статична міцність в умовах дії короткочасних (пікових) перевантажень. Сумісна робота валів, редукторів загального машинобудування з деталями передач та підшипниками потребує додатково виконувати розрахунки за критерієм жорсткості.

8.3 Розрахунки вала

Розрахунки валів редукторів загального призначення виконують в чотири етапи: –проектний розрахунок на крутіння;

- перевірочний розрахунок на статичну міцність;
- перевірочний розрахунок на втомну міцність;
- перевірочний розрахунок на жорсткість.

8.3.1 Проектний розрахунок на крутіння.

Після вибору матеріалу вала, виходячи з умови його роботи на крутіння, визначають діаметр консольної або опорної (якщо відсутня консольна) частини:

$$d = \sqrt[3]{\frac{T}{0,2[\tau]}} \quad , \quad (8.1)$$

де $[\tau]$ – допустиме напруження на крутіння; для редукторних валів $[\tau] = 15 \dots 30$ МПа. Менші значення з цього діапазону беруть для швидкісних валів, більші для тихохідних.

Маючи розміри деталей, що розміщуються на валу, та враховуючи зручність їхнього монтажу і способи фіксації, розробляють усю конструкцію вала, забезпечуючи:

- мінімальні перепади діаметрів сусідніх ступіней, необхідних для створення упорних буртиків;
- однакові достатньо великі радіуси галтелей;
- розміщення шпонкових пазів на одній лінії;
- вибір посадок деталей на валу.

В результаті попередньої розробки конструкції вала дістають розміри всіх його конструктивних елементів, після чого виконують перевірки розрахунки.

Лекція 20

8.3.2 Розрахунок на статичну міцність

Перевірку статичної міцності валів виконують з метою запобігання появи пластичних деформацій під час дії короткочасних перевантажень, наприклад в період пуску. Величина перевантажень враховується не коефіцієнтом динамічності, а відповідним вибором допустимих напружень.

Розрахунок проводять в наступній послідовності:

- 1) складають розрахункову схему вала;
- 2) визначають реакції опор та будують епюри згинального і обертового моментів.

Якщо сили, які діють на вал розташовані не в одній площині, то їх проектують на координатні площини, в яких будують відповідні епюри моментів M_x , M_y . Далі виконують геометричне підсумовування за формулою:

$$M_{\Sigma} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2} \quad (8.2)$$

Небезпечний переріз визначають за епюрами з урахуванням розмірів перерізів. Якщо визначення небезпечного перерізу утруднено, розрахунки виконують для двох, трьох ймовірних небезпечних перерізів.

- 3) будують епюру зведеного моменту, підрахувавши його попередньо за формулою:

$$M_{3\epsilon} = \sqrt{M_{\Sigma}^2 + (\alpha T)^2} \quad , \quad (8.3)$$

де α – коефіцієнт, який враховує відміну характеру циклів нормальних і дотичних напружень; для реверсивної роботи припускають $\alpha=1$; для не реверсивної – $\alpha = \frac{[\sigma_{-1}]}{[\sigma_0]}$,

де $[\sigma_{-1}]$ – допустиме знакозмінне напруження;

$[\sigma_0]$ – допустиме пульсуюче від нуля напруження.

- 4) уточнюють діаметр вала в небезпечному перерізі за формулою:

$$d = \sqrt{\frac{M_{3B}}{0.1[\sigma_{-1}]}} \quad (8.3)$$

5) визначають діаметр вала під підшипниками.

8.3.3 Розрахунок на втомну міцність

Розрахунок на втомну міцність виконують у вигляді перевірки коефіцієнту запасу міцності в певних перерізах валів за умовою (1.3):

$$n = \frac{n_\sigma \cdot n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} \geq [n],$$

де n_σ та n_τ визначають за виразами:

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{K_\sigma \cdot \sigma_a + \psi_\sigma \cdot \sigma_m} ; \quad n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{K_\tau \cdot \tau_a + \psi_\tau \cdot \tau_m} ;$$

Для випадку ступінчатозмінного навантаження вала (рис.1.6) замість σ_{-1} та τ_{-1} визначають їх еквівалентні значення за виразами

$$\sigma_{-1e} = \sigma_{-1} \cdot K_L ; \quad \tau_{-1e} = \tau_{-1} \cdot K_L ,$$

де K_L – коефіцієнт довговічності,

$$K_L = \sqrt[m]{\frac{N_0}{N_e}} ;$$

m – показник нахилу кривої витривалості, $m=9$;

N_0 – базове число циклів навантаження;

N_e – еквівалентне число циклів навантаження,

$$N_e = \sum_{i=1}^K N_i \left(\frac{T_i}{T_1}\right)^m ;$$

(при $N_e \geq N_0$ $K_L=1$)

T_i – обертовий момент на кожній з ступіней навантаження з відповідним числом циклів N_i навантаження;

T_1 – найбільший довгостроково діючий момент, за яким визначають номінальні напруження.

8.3.4 Розрахунок на жорсткість

Великі прогини у валів можуть спричинити перекося зубців в зубчатому зачепленні, а збільшені кути нахилу θ перерізів – заклинювання підшипників. Тому вимагають, щоб виконувались умови достатньої жорсткості (1.14):

$$y \leq [y]; \quad \theta \leq [\theta].$$

Величини (y) та (θ) визначають методами опору матеріалів, а $[y]$ та $[\theta]$ залежать від вимог до валів і вибирають в кожному конкретному випадку на основі досвіду експлуатації певних механізмів.

Тема 9. Підшипники ковзання

9.1 Загальні відомості

Підшипники ковзання – опори валів та осей, поверхня цапфи яких взаємодіє через шар мастила з охоплюючою її нерухомою поверхнею підшипника.

Підшипники ковзання відрізняють за:

- напрямом діючого навантаження: радіальні (рис.8.2,а), радіально-упорні (рис.8.2,б), упорні;
- формою робочої поверхні: циліндричні (рис.8.2,а), конічні (рис.8.2,б), сферичні (рис.8.2,в);
- типом застосованого мастильного матеріалу: рідинний, пластичний, твердий;
- видом тертя: рідинне та змішане;
- способом організації рідинного тертя: гідростатичний, гідродинамічний, комбінований.

Серед підшипників ковзання найбільше застосування мають гідродинамічні циліндричні підшипники, які у найпростішому вигляді складаються з корпусу 1 з мастильним отвором 3 та вкладиша 2, що розміщується і фіксується у корпусі (рис.9.1,а). Вивченню саме цих підшипників присвячена тема.

Підшипники ковзання застосовують, коли їх переваги переконали в і:

- для прецизійних швидкісних машин;
- для раз'ємних вузлів;
- для тихохідних невідповідальних механізмів;
- при роботі підшипників у воді або агресивному середовищі;
- для валів великого діаметра через відсутність підшипників кочення;
- для валів з ударним та вібраційним навантаженням.

Рис.9.1

В підйомно-транспортних машинах підшипники ковзання використовують обмежено – в механізмах підйому та виліта стріли деяких кранів, в опорах канатних блоків, катків ланцюгів пластинчастих конвейерів; в турбінобудуванні – опори парових та газових турбін.

Недоліками підшипників ковзання слід рахувати:

- необхідність систематичного нагляду внаслідок перегрівання;
- високі витрати на тертя при малих швидкостях.

9.2 Умови роботи та критерії роботоздатності

Умови існування рідинного чи змішаного тертя залежать від багатьох факторів, і в першу чергу, від мікрогеометрії поверхней цапфи 1 вала та вкладиша 2 підшипника, між якими міститься шар мастила 3 (рис.9.2), та швидкості їх відносного ковзання.

Рис.9.2

Під час рідинного тертя критична товщина мастильного шару повинна бути більша, ніж сума висот нерівностей поверхонь цапфи R_{z1} та вкладиша R_{z2} :

$$h_{кр} > R_{z1} + R_{z2} \quad (9.1)$$

Для забезпечення (9.1) потрібні певні умови роботи підшипника, сутність яких пояснюється моделлю (рис.9.3). Якщо швидкість V тіла 1 по поверхні тіла 2 мала, то навантаження F витискує мастило 3 з-під поверхні тіла 2. Зі збільшенням V понад критичної величини $V_{кр}$ тіло 1 підіймається в мастильному середовищі 3 та займає нахилене положення, яке визначається так званим гідродинамічним тиском P , що врівноважує зовнішнє навантаження F .

Поява гідродинамічного ефекту, який забезпечує рідинне змащування в реальному підшипнику ковзання, пояснюється рис.9.4. В нерухомому підшипнику (поз.а) цапфа лежить на вкладиші, коефіцієнт тертя має максимальне значення (1); з початком обертання цапфа зміщується в протилежну сторону від напрямку ω (поз.б); з підвищенням ω мастило затягується цапфою в щілину, тиск рідини зростає і цапфа впливає (поз.в), а коефіцієнт тертя різко зменшується (3); з підвищенням ω понад $\omega_{кр}$ стабілізується розмір h щілини (поз.г), а коефіцієнт тертя дещо підвищується (4) і в підшипнику виникає рідинне тертя.

Рис.9.3

Рис.9.4

Рис.9.5

Втрата рідинного тертя внаслідок, наприклад попадання у підшипник разом з мастилом твердих абразивних частинок, приведе до абразивного спрацьовування підшипника. Для швидкісних високонавантажених підшипників небезпечним є заїдання робочих поверхонь. Змінні навантаження (вібраційні, ударні) можуть спричинити втомне руйнування вкладишів.

Таким чином, основними критеріями роботоздатності підшипників ковзання є стійкість проти спрацювання, стійкість проти заїдання та стійкість проти втомного руйнування робочих поверхонь.

Лекція 21

9.3 Розрахунки підшипників ковзання

Підшипники ковзання розраховують для двох режимів роботи, які можливі в умовах змішаного та рідинного тертя.

9.3.1 Розрахунки підшипників змішаного тертя

Ці розрахунки носять умовний, тобто оціночний характер: вони передбачають запобігання інтенсивному спрацюванню, перегріванню та заїданню у підшипниках. Розрахунки виконують як проектні для підшипників машин та механізмів з частими пусками та зупинками під навантаженням:

- за умовним тиском p в щілині, який гарантує присутність мастильного шару (рис.9.5):

$$p = \frac{F}{\ell \cdot d} \leq [p], \quad (9.2)$$

де ℓ, d – довжина та діаметр підшипника відповідно;

- за параметром pV (V – колова швидкість поверхні цапфи), який гарантує нормальний тепловий режим та відсутність заїдання:

$$pV \leq [pV], \quad (9.3)$$

де $[p]$, $[pV]$ – допустимі значення відповідно тиску p та параметру pV , які визначають з досвіду експлуатації підшипників ковзання з різними матеріалами вкладишів.

Задаючись величиною $\xi = \ell/d$, з виразу (9.2) визначають орієнтовне значення діаметру цапфи

$$d \geq \sqrt{\frac{F}{[p] \cdot \xi}} \quad (9.4)$$

9.3.2 Розрахунок підшипників рідинного тертя

Цей розрахунок будується на гідродинамічній теорії змащування і зводиться до того, що мастильний шар повинен сприймати все навантаження F при забезпеченні умови (9.1); виконується як перевірочний.

Припускається, що діаметр цапфи знайдено, наприклад з розрахунку (9.4); відомі також навантаження F та кутова швидкість вала ω . Додатково вибирають: μ ; $\xi = \ell/d$; $\psi = 2\delta/d$, де δ – радіальна щілина.

Розрахунок виконують в наступній послідовності.

а) Розв'язуючи рівняння гідродинаміки радіального підшипника ковзання, знаходять коефіцієнт навантаженості

$$\Phi = \frac{p\psi^2}{\mu\omega} \quad (9.5)$$

б) З графіків залежності Φ від ξ та χ знаходять χ , де $\chi = \ell/\delta$ – відносний ексцентриситет, який визначає положення цапфи в підшипнику в режимі рідинного тертя.

в) Обчислюють товщину шару мастила, яка забезпечує рідинне тертя підшипника
$$h = \delta - e = \delta(1-\chi) \quad (9.6)$$

г) Визначають коефіцієнт запасу надійності підшипника за товщиною мастила
$$S_h = h / h_{кр} \geq [S_h] = 1,5 \dots 2 \quad , \quad (9.7)$$

де $h_{кр}$ визначають за формулою (9.1).

Розглянутий розрахунок є наближеним, оскільки температура мастила t_M вибирається орієнтовно, а величина ψ не завжди точно забезпечується при виготовленні. Похибки розрахунку компенсують відповідним вибором $[S_h]$.

Гідродинамічні підшипники розвиваються в напрямі розширення використання оптимальної форми отвору не круглого профілю, самоустановчих подушок, змащування водою. Уточнюється вирішення задач течії мастила в щілині та неізотермічні розрахунки, виконується термопруго – гідродинамічний аналіз підшипників, досліджується робота в динамічному режимі, стійкість в турбулентному режимі при кавітації.

Тема 10. Підшипники кочення

10.1 Загальні відомості

Підшипники кочення – опори валів та осей, що працюють на використанні переважно принципу тертя кочення.

Підшипники кочення, в більшості випадків, складаються із зовнішнього 1 та внутрішнього 2 кілець, тіл кочення 3, сепаратора 4 (рис. 10.1).

Рис.10.1

Тіла кочення забезпечують обертання кілець : вони перекочуються по доріжках кочення (бігових доріжках), які передбачені на кільцях. Сепаратор розділяє тіла кочення і утримує їх на одній відстані. Будова сепаратора (рис.10.1,в) залежить від типу підшипника та умов його експлуатації.

Світовий обсяг випуску підшипників кочення вимірюється мільярдами штук на рік близько 20000 типорозмірів з діапазоном діаметрів від 1 мм. до 14 м. та масою від 1 г до 130 т. Це основний вид опор валів багатьох машин та механізмів, в тому числі редукторів зубчастих передач, опорних вузлів

поворотних кранів, буксових вузлів ходових коліс кранів, опор барабанів, канатних блоків та роликів конвейєрів.

Широке застосування підшипників кочення обумовлене суттєвими перевагами в порівнянні з підшипниками ковзання:

- малі витрати на тертя;
- висока несуча здатність;
- простота обслуговування;
- низька вартість крупносерійного виробництва;
- незначні габаритні розміри в осьовому напрямі;
- кращі умови для взаємозамінності та уніфікації.

До недоліків підшипників кочення належить:

- низька здатність демпфувати ударні навантаження;
- підвищений шум та нагрівання при високих швидкостях обертання;
- висока вартість дрібносерійного виробництва.

Підшипники кочення поділяють за:

- формою тіла кочення: шарикопідшипники та роликотпідшипники;
- напрямом сприйманого навантаження (рис.10.2): радіальні ($F_a = 0$); радіально–упорні ($F_r > F_a$); упорно–радіальні ($F_a > F_r$); упорні ($F_r = 0$)

Рис.10.2

- основними конструктивними ознаками:
- числом рядів тіл кочення: одно - (рис.10.2), двох -(рис.10.3), чотирьох-, многорядні несамоустановні і здвоєні самоустановні (рис.10.4);
- габаритними розмірами з одним і тим же внутрішнім діаметром поділяють на серії (рис.10.5, де 1– надлегка, 2– особливо легка, 3– легка, 4– легка широка, 5– середня, 6– середня широка, 7– важка);

Рис.10.3

Рис.10.4

Рис.10.5

- формою отвору внутрішнього кільця: циліндричний (рис.10.2 а, б), конічний (рис.10.4);
- наявністю додаткових деталей в конструкції підшипника (захисні шайби і т.д.);

- точністю підшипників і поділяють на п'ять класів, які позначають цифрами (у порядку підвищення точності) – 0, 6, 5, 4, 2.

Наведена класифікація підшипників кочення віддзеркалює лише характерні їх ознаки.

Усі підшипники кочення мають умовне позначення, яке складається з ряду цифр та букв і призначається для маркіровки підшипника (рис.10.1,а), вказівок на кресленнях та в технічній документації.

Основними матеріалом для кілець та тіл кочення підшипників загального машинобудування є високовуглецеві хромисті сталі ХШ9, ШХ15, ШХ15СГ. Сепаратори, в більшості випадків, виготовляють з м'якої вуглецевої сталі; для швидкісних підшипників – з бронзи, латуні, полімерних матеріалів.

Лекція 22

10.2 Статистика та кінематика підшипника

Для визначення розподілу радіального навантаження по тілам кочення вводять наступні спрощення:

- підшипник подають плоскою схемою з нерухомим, наприклад зовнішнім кільцем, з нульовою радіальною щілиною і без мастила (рис.10.6);
- всі деталі підшипника мають ідеальні геометричні поверхні;
- кільця абсолютно жорсткі, деформуються тільки тіла кочення на дузі не більшій 180° , сприймаючи радіальне навантаження.

При симетричному навантаженні тіл кочення відносно вертикалі умова рівноваги внутрішнього кільця підшипника під дією радіальної сили F_r має вигляд: $F_r = F_0 + 2F_1 \cos \gamma + \dots + 2F_n \cos n\gamma$, (10.1) де F_0, F_1, \dots, F_n – сили, які діють на кільце з боку тіл кочення;

γ – кут між сусідніми тілами кочення; $\gamma = \frac{360^{\circ}}{z}$; $n\gamma < 90^{\circ}$;

z – число тіл кочення в підшипнику.

Рис.10.6

Для розв'язання рівняння (10.1) з $(n+1)$ невідомою величиною залучають рівняння спільної деформації тіл кочення у вигляді силових співвідношень:

$$F_1 = F_0 \cdot \cos^{3/2} \gamma; \quad F_2 = F_0 \cdot \cos^{3/2} 2\gamma; \quad \dots \quad F_n = F_0 \cdot \cos^{3/2} n\gamma; \quad (10.2)$$

Підстановка (10.2) в (10.1) та розв'язання відносно F_0 дає:

$$F_0 = \frac{F_r}{1 + 2 \sum_{i=1}^n \cos^{5/2} i\gamma} = \frac{K \cdot F_r}{z}, \quad (10.3)$$

де

$$K = \frac{z}{1 + 2 \sum_{i=1}^n \cos^{5/2} i\gamma},$$

При $z=10\dots 20$ для однорядного шарикопідшипників $K=4.37$; з урахуванням впливу вищезначених допущень приймають для шарикопідшипників $K=5$, для роликотпідшипників – $K=4.6$. Таким чином, навантаження на тіла кочення розподіляються нерівномірно і визначаються, наприклад для шарикотпідшипників, як:

$$F_1 = \frac{5F_r}{z} \cdot \cos^{3/2} \gamma; \quad F_2 = \frac{5F_r}{z} \cdot \cos^{3/2} 2\gamma; \quad \dots \quad F_n = \frac{5F_r}{z} \cdot \cos^{3/2} n\gamma; \quad (10.4)$$

що може бути зображено кривою 1 (рис.10.6).

В реальних умовах експлуатації на розподіл навантажень суттєво впливає якість монтажу підшипника в вузлі, конструкція вузла, жорсткість його корпусу. Один з ефективних засобів поліпшення розподілу навантаження на тіла кочення здійснюється шляхом вибору оптимальної жорсткості корпусу вузла.

Знання про кінематику підшипника важливі для визначення умов роботи його деталей, розуміння причин появи деяких видів руйнування.

З плану швидкостей для тіла кочення (рис.10.7) лінійні швидкості його

точок :

$$V_A = 0; \quad V_B = \frac{\omega \cdot D_1}{2}; \quad V_0 = \frac{V_B}{2},$$

Рис.10.7

Рис.10.8

Кутова швидкість тіла кочення відносно центру підшипника (швидкість сепаратора):

$$\omega_c = \frac{V_0}{D_0/2} = \frac{\omega \cdot D_1}{2D_0} = \frac{\omega \cdot (D_0 - D_w)}{2D_0} = \frac{\omega}{2} \left(1 - \frac{D_w}{D_0}\right) \quad (10.5)$$

Не зважаючи на приблизний характер виразу (10.5) можна зробити деякі важливі висновки про кінематику деталей підшипника, а саме:

- напрямок обертання сепаратора і внутрішнього кільця співпадають, але відрізняються майже вдвічі;
- швидкість сепаратора залежить від розмірів тіл кочення.

Останнє стверджує що, чим більше D_w при незмінному D_0 , тим менше ω_c . Тобто похибки виготовлення тіл кочення призведуть до того, що більші з них будуть гальмувати, а менші прискорювати сепаратор. Між сепаратором та тілами кочення можуть з'явитись великі сили взаємодії і, як слідство, значні

сили тертя по доріжках кочення, що призведе до спрацювання деталей та руйнування сепаратора.

Підвищене тертя, наприклад для шарикопідшипників, природньо і обумовлено їх конструкцією (рис.10.8): в зонах N та C реалізується кочення шару в жолобі, в зонах M, E, K, L – ковзання.

10.3 Розподіл контактних напружень

Зона дії контактних напружень та їх величина залежить від умов навантаження кілець: місцевого, циркуляційного та коливального.

При місцевому навантаженні кільця діюча на підшипник радіальна сила сприймається однією й тією ж обмеженою ділянкою (в межах 180°) доріжки кочення кільця; при циркуляційному – діюча на підшипник радіальна сила послідовно навантажує кожну ділянку доріжки кочення. Наприклад, при навантаженні підшипника постійною по напрямку дії та величині силою у випадку обертання внутрішнього і нерухомому зовнішньому кільцях, перше кільце зазнає циркуляційне, друге – місцеве навантаження. Контактні напруження змінюються за пульсуючим циклом для фіксованих точок обох кілець: зовнішнього – з постійним рівнем (рис.10.9,а) у найбільш навантаженій точці (точка А на рис.10.6); внутрішнього – зі змінним рівнем (рис.10.9,б) в більш навантаженій точці (точка В на рис.10.6) і до того ж приблизно на половині довжині його кола.

Рис.10.9

Рис.10.10

При однаковій величині навантаження F_0 на тіло кочення напруження на ділянці В більше, ніж на ділянці А (рис.10.6) тому, що в першому випадку тіло кочення контактує з опуклою поверхнею, а в другою – з угнутою. В цих умовах однакове число циклів зміни напружень викличе руйнування в першу чергу ділянок В, тобто внутрішнього кільця. Однак зменшення числа циклів навантажень ділянки В в порівнянні з ділянкою А приблизно в двічі в купі з іншими конструктивними та технологічними засобами вирівнює ймовірність руйнування матеріалу ділянок А та В.

Розглянутий випадок роботи підшипника та розподілу контактних напружень є найбільш бажаний; в більшості випадків конструювання машин та механізмів передбачають нерухоме зовнішнє кільце.

На величину контактних напружень суттєво впливає мастило: при відсутності мастила контактні напруження між двома циліндрами визначаються їх пружною деформацією (рис.10.10,а); в присутності мастильного середовища

між циліндрами на виході з контакту виникає місцеве підвищення контактних напружень внаслідок виступів їх деформованих поверхонь (рис.10.10,б).

Розподіл контактних напружень в перерізі бігових доріжок підшипника, при комбінованому (радіальному та осьовому) навантаженні залежить від перекосу кілець та тіл кочення, обумовленого радіальною щілиною. Наприклад, перекіс кілець шарикопідшипника (рис.10.11,б) як і попередній натяг (рис.10.11,а), призведе до зміщення контактних зон відносно осі підшипника; перекіс кілець у роликотпідшипнику перевантажує один край роликів, значно збільшуючи контактні напруження (рис.10.11,в); перекіс роликів в доріжці кочення кільця (рис.10.11,г) посилює перерозподіл контактних напружень додатково перевантажуючи краї роликів та приведе до підвищеного тертя торців роликів з буртиками кілець (рис.10.11,д).

Рис.10.11

Лекція 23

10.4 Види руйнувань та критерії розрахунку.

Підшипники кочення втрачають свою роботоздатність внаслідок пошкоджень поверхней деталей та їх руйнування.

Частіше зустрічаються втомне викришування робочих поверхонь деталей, яке відбувається в результаті дії циклічно змінних контактних напружень і спостерігається у довгочаснопрацюючих в нормальних умовах підшипників. Втомне викришування – основний вид руйнування підшипників кочення.

Спрацювання деталей спостерігається переважно при недостатньому захисті підшипників від впливу зовнішнього абразивного середовища. Використання надійних конструкцій ущільнень зменшує спрацювання підшипників.

Залишкові деформації на бігових доріжках кілець виникають внаслідок дії значних ударних та значних статичних навантажень і частіше, коли відсутнє обертання.

Руйнування кілець та тіл кочення частіше виникають внаслідок помилок в монтажі вузла при великих динамічних навантаженнях.

Руйнування сепараторів – результат дії відцентрових сил в швидкісних підшипниках (опори газотурбінних двигунів) та навантаження сепаратора

тілами кочення в умовах підвищеної вібрації (опори вібраційних машин та залізничного транспорту).

Зовнішніми ознаками, які потребують бракування підшипника звичайно стають підвищений шум, вібрація, нагрівання, втрата точності обертання.

Сучасна практика проектування обмежується розрахунками по запобіганню пошкоджень за двома критеріями роботоздатності підшипників: втомного викришування робочих поверхонь протягом заданого ресурсу (розрахунок динамічної навантаженості) та залишкових деформацій (розрахунок статичної вантажності). Розрахунки за іншими критеріями (спрацювання, руйнування) не розроблені, що пов'язано з випадковими факторами, які дуже важко оцінити на практиці.

10.5 Практичний розрахунок (вибір) підшипників

При проектуванні машин підшипники вибирають з числа стандартних так, щоб забезпечити необхідну контактну міцність робочих поверхонь кілець та тіл кочення.

Відрізняють динамічно та статично навантажені підшипники.

Динамічно навантаженими вважають такі підшипники, у яких рухоме кільце обертається з частотою $n \geq 10 \text{ хв}^{-1}$. При $10 > n > 1 \text{ хв}^{-1}$ в розрахунку приймають $n = 10 \text{ хв}^{-1}$.

Теоретичною основою вибору динамічно навантажених підшипників є крива контактної втоми (рис.10.12), для якої слушна залежність:

$$F_r^p \cdot L = C_r^p \cdot 1 = \text{const}, \quad (10.6)$$

де P – показник степені;

L – число циклів навантаження (ресурс). За базовий ресурс прийнято $L = 1$ млн. оборотів підшипника.

C_r – динамічна вантажність.

Динамічна вантажність – постійне радіальне навантаження, яке підшипник може умовно сприймати без появи втоми на робочих поверхнях кілець і тіл кочення протягом одного мільйона обертів при ймовірності безвідказної роботи 90%.

Рис.10.12

З рівняння (10.6) постає, що ресурс підшипника визначається

$$L_{10} = \left(\frac{C_r}{F_r} \right)^p \quad (10.7)$$

Якщо на підшипник діють радіальна та осьова сили разом, вводять поняття розрахункового еквівалентного динамічного навантаження, під яким розуміється постійна радіальна сила P_r , що при дії на підшипник забезпечує такий ресурс, який буде мати при дійсних умовах навантаження. Тоді ресурс підшипника визначають за формулою:

$$L_{10} = \left(\frac{C_r}{P_r} \right)^p \quad (10.8)$$

Значення P_r розраховують в залежності від режиму навантаження. В постійному режимі навантаження, наприклад для радіальних та радіально-упорних шарико – та роликотідшипників, еквівалентне навантаження визначають за формулою:

$$P_r = (X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a) \cdot K_b \cdot K_T \quad (10.9)$$

де F_r, F_a – відповідно радіальна та осьова зовнішні сили;

X, Y – відповідно коефіцієнти радіальної та осової сил;

V – коефіцієнт обертання ($V=1$ при обертанні внутрішнього кільця);

K_b, K_T – відповідно коефіцієнти безпеки та температурний.

Для ступінчатозмінного режиму навантаження знаходять сумарне еквівалентне навантаження

$$P_{\Sigma r} = \sqrt[3]{\frac{P_{1r}^3 \cdot L_1 + P_{2r}^3 \cdot L_2 + \dots + P_{nr}^3 \cdot L_n}{L}}, \quad (10.10)$$

де P_{1r}, \dots, P_{nr} – еквівалентні навантаження, які діють впродовж відповідно L_1, \dots, L_n млн. обертів, і розраховують за формулою (10.9).

$$L = L_1 + \dots + L_n$$

Визначення осової сили, діючої на радіально-упорний підшипник має особливості, які пов'язані з появою осової складової F_s від дії радіальної сили F_r (рис10.13,б).

Величину F_s визначають за формулою:

– для шарикотідшипників

$$F_s = e \cdot F_r \quad (10.11)$$

– для роликотідшипників

$$F_s = 0,83e \cdot F_r \quad (10.12)$$

де e – допоміжний параметр.

Рис.10.13

Розрахункові осьові навантаження F_{aA}, F_{aB} кожного з двох радіально – упорних підшипників вала (рис.10.13) визначають за наступними умовами:

$$\left. \begin{array}{l} 1) \text{ при } F_{sA} > F_{sB}, F_a > 0 \\ 2) \text{ при } F_{sA} < F_{sB}, F_a > F_{sB} - F_{sA} \end{array} \right\} F_{aA} = F_{sA}; F_{aB} = F_{sA} + F_a, \quad (10.13)$$

$$3) \text{ при } F_{sA} < F_{sB}, F_a < F_{sB} - F_{sA} \left. \vphantom{\begin{array}{l} 1) \\ 2) \end{array}} \right\} F_{aB} = F_{sB}; F_{aA} = F_{sB} - F_a, \quad (10.14)$$

Взагалі, якщо умови експлуатації підшипників відрізняються, наприклад розподілом навантаження на тіла кочення чи використанням нових матеріалів для деталей або мастил і т.д., ГОСТ 18855-94 передбачає так званий відкоректований ресурс

$$L_{na} = a_1 \cdot a_2 \cdot a_3 \cdot L_{10} \quad (10.15)$$

де a_1 – коефіцієнт, який коректує ресурс в залежності від рівня надійності ($a_1=1$ при $L_{10} \sim 90\%$);

a_2 – коефіцієнт, який коректує ресурс в залежності від спеціальних властивостей підшипника;

a_3 – коефіцієнт, який коректує ресурс в залежності від спеціальних умов експлуатації.

Коректні значення a_2 , a_3 стандарт рекомендує вибирати шляхом лабораторних чи експлуатаційних випробувань.

Вибір динамічно навантажених підшипників виконують згідно з умовою:

$$\boxed{C_r \leq [C_r]}, \quad (10.16)$$

де C_r визначають з виразу (10.8): $C_r = P_r \cdot \sqrt[p]{L_{10}}$;

$[C_r]$ – динамічна вантажність підшипника за каталогом.

Якщо підшипник вибрано за конструктивними міркуваннями, то розрахунком перевіряють його ресурс L_h за умовою:

$$\boxed{L_h \geq L}, \quad (10.17)$$

де $L_h = \frac{10^6 \cdot L_{10}}{60 \cdot n}$;

L – потрібний (заданий) ресурс.

Підшипники, що обертаються з малою швидкістю ($n \leq 1 \text{ хв}^{-1}$), вибирають за статичною вантажністю.

Статична вантажність C_0 – таке статичне навантаження на підшипник (радіальне – для радіальних та радіально-упорних, центральне осьове – для упорних та упорно-радіальних), якому відповідає загальна залишкова деформація тіл кочення та кілець у найбільш навантаженій точці контакту, що дорівнює 0,0001 діаметра тіла кочення.

У випадку навантаження підшипника радіальною F_r та осьовою F_a силами разом підраховують еквівалентне статичне навантаження за формулою:

$$\boxed{P_0 = X_0 \cdot F_r + Y_0 \cdot F_a}, \quad (10.18)$$

де X_0 , Y_0 – відповідно коефіцієнти радіального та осьового статичного навантаження.

Вибір статично навантажених підшипників виконують згідно з умовою:

$$\boxed{P_0 \leq C_0} \quad (10.19)$$

Деякі перспективи вдосконалення підшипників кочення:

- вдосконалення розрахунків підшипників з урахуванням особливостей конструкції та технології виготовлення деталей, а також експлуатації підшипникових вузлів;
- оптимізація конструкції деталей з метою покращення розподілу контактних напружень;
- пошук оптимальних технологій виготовлення деталей за критеріями міцності, спрацювання та вартості;
- використання нових матеріалів та розробка мастил для підвищення довговічності деталей;
- використання діагностики роботи підшипників для оптимізації терміну технічного обслуговування вузлів та прогнозування залишкового ресурсу підшипника.

Лекція 24

Тема 11. Муфти.

11.1 Загальні відомості

Муфти – пристрої, що з'єднують вали та передають обертовий момент.

Деякі муфти одночасно виконують й інші функції, а саме: компенсують похибки розміщення валів, захищають машину від перевантажень, керують роботою машини.

Можливі похибки у взаємному розміщенні валів показані на рис. 11.1, де Δ_s – осьові зміщення; Δ_r – радіальні зміщення; Δ_α – кутове зміщення.

Рис.11.1

Далі розглядаються тільки механічні муфти, принцип роботи яких базується на зачепленні під дією механічних сил.

Класифікація муфт подана на рис.11.2

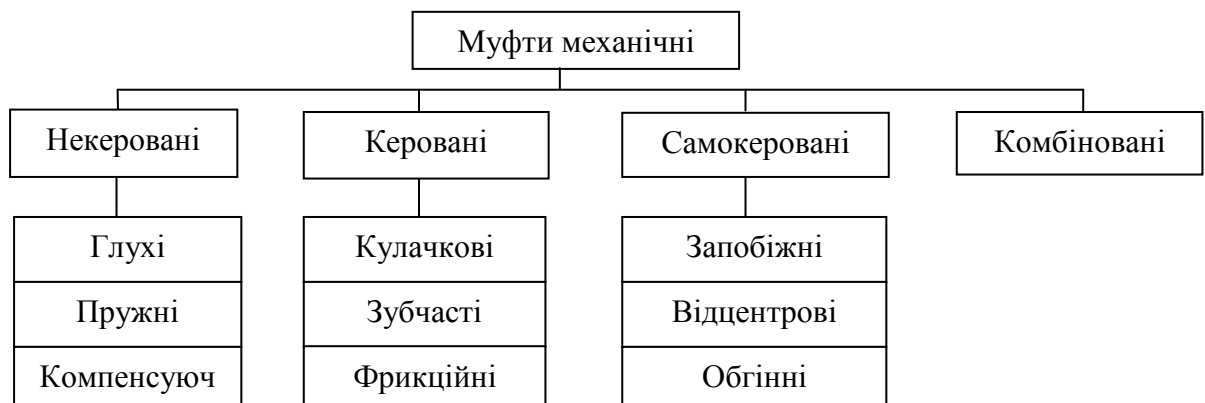


Рис.11.2

Найбільш поширені муфти – стандартизовані; їх не розраховують, а підбирають за основною характеристикою кожної муфти – обертовим моментом згідно з умовним розрахунком

$$(11.1) \quad T = K \cdot T_n,$$

де T_n – номінальний обертовий момент;

K – коефіцієнт, що враховує режим роботи.

У деяких випадках, наприклад при конструюванні відповідних машин, виконують перевірні розрахунки муфт.

11.2 Некеровані муфти

Некеровані – не розчіпні (постійно діючі) муфти, які не допускають роз'єднання валів без демонтажу муфт. Цей клас муфт є найпоширенішим.

11.2.1 Глухі муфти

Глухі муфти призначені для жорсткого з'єднання співвісних валів і бувають втулковими (рис.11.3) чи фланцевими (рис.11.4).

Рис.11.3

Рис.11.4

Втулкова муфта – найпростіша з глухих муфт, являє собою суцільну втулку 3, яка з'єднує вали 1, 2 за допомогою штифтів 4, шпонок або шліців. Такі муфти – стандартизовані і застосовують для легко - та середньо навантажених приводів з діаметрами валів $d \leq (60...70)$ мм.

Перевірні розрахунки виконують за умовами міцності втулки на крутіння:

$$\tau = \frac{T}{W_p} = 16T / \left\{ \pi d_1^3 [1 - (d/d_1)^4] \right\} \leq [\tau], \quad (11.2)$$

а також за умовою міцності штифтів на зріз:

$$\tau_{зр} = \frac{F}{A_{зр}} = \frac{1}{2} \left(\frac{2T}{d} \right) / \left(\frac{\pi d_w^2}{4} \right) = 4T / \pi d d_w^2 \leq [\tau_{зр}] \quad (11.3)$$

Фланцева муфта – основний вид глухих муфт. Вона стандартизована і складається з двох виконаних у вигляді фланців півмуфт 3,4, насаджених на кінці валів 1,2, зафіксованих шпонками 7 і з'єднаних між собою болтами з гайками 5,6. Болти муфти ставлять з щільною, або без щілини. У першому випадку момент T передається за рахунок сили тертя, що виникають в площині стику півмуфт від затяжки болтів; у другому – безпосередньо болтами, які витримують деформації зрізу.

11.2.2 Пружні муфти

Пружні муфти використовують переважно для зменшення динамічних навантажень у приводі та компенсації незначних неспіввісностей валів.

Пружними елементами в цих муфтах можуть бути: неметалеві деталі (гумові та полімерні диски, зірочки, оболонки) та металеві деталі (плоскі та гвинтові пружини, пакети пластин).

Оскільки при динамічному навантаженні пружні муфти частково акумулюють та розсіюють енергію, їх роботу характеризують жорсткістю C_φ ($C_\varphi = dT/d\varphi$, де φ - кут закручування муфти моментом T) та демпфуючою властивістю.

Відрізняють муфти постійної 1 та змінної 2 жорсткості (рис.11.5)

Рис.11.5

Преваги муфт з нелінійною жорсткістю – запобігання резонансу крутних коливань під час періодично змінних навантажень.

Демпфуюча властивість муфти – властивість перетворювати енергію деформації пружних елементів в теплоту; оцінюється площиною петлі гістерезиса 2 (рис.11.5) за цикл навантаження.

Серед муфт з неметалевими пружними елементами для передавання малих та середніх крутних моментів найбільш поширені пружня втулково-пальцева муфта (МПВП), яка показана на (рис.11.6) стандартизована і складається з двох півмуфт 3,4, насаджених на кінці валів 1,2 і зафіксованих шпонками, нерухомо закріплених різьбовим з'єднанням в одній півмуфті пальців 5, на яких розміщені гумові гофровані втулки 8, що взаємодіють із другою півмуфтою.

Роботоздатність МПВП визначається міцністю пальців та гумових втулок. Перевірний розрахунок гумових втулок виконують за умовою обмеження тиску на поверхні їхнього контакту із пальцями:

$$P = \frac{F_n}{d_n \cdot \ell} \leq [p], \quad (11.4)$$

де $F_n = 2T/Dz$ – навантаження одного пальця;

z – число пальців ($z=4...8$);

a пальців – за умовою міцності на згин:

$$\sigma = \frac{M}{W_0} = 32F_n(0,5\ell + c) / \pi d_n^3 \leq [\sigma]. \quad (11.5)$$

Втрати енергії при роботі пружних муфт оцінюють К.К.Д.

11.2.3 Компенсуючі муфти

Компенсуючі муфти використовують для з'єднання валів із неспіввісністю, спричиненою неточністю виготовлення та монтажу, а також пружними деформаціями валів.

Серед компенсуючих муфт найбільш поширена зубчаста (рис.11.7), яка складається з півмуфт 3,4, що мають зовнішні зубчасті вінці, роз'ємних обойм 5,6 з внутрішніми зубчастими вінцями, скріплених різьбовим з'єднанням 7,8,9 (зубці півмуфт та обойм мають евольвентний профіль).

Рис.11.7

Широке використання стандартизованих зубчастих муфт пояснюється суттєвими перевагами: невеликою масою та габаритними розмірами; високою несучою здатністю; можливістю експлуатації з високими коловими швидкостями.

Компенсація неспіввісності валів під час роботи муфти супроводжується неперервним ковзанням у контакті зубців і відповідним їх спрацюванням, що є основною причиною виходу муфт із ладу. Для зменшення спрацювання в обойму муфти заливають рідке мастило високої в'язкості й передбачають ущільнення 10 (рис.11.7). Отже, складний характер роботи зубців муфти, обумовлений похибками у взаємному їх розміщенні та виготовленні, дозволяє лише умовно оцінювати спрацювання за зминанням поверхней контакту:

$$\sigma_{зм} = T / (0,9D_0^2 \cdot v) \leq [\sigma_{зм}] \quad (11.6)$$

Втрати потужності при роботі компенсуючих муфт оцінюють К.К.Д.

Лекція 25

11.3 Керовані муфти

За допомогою керованих муфт з'єднують чи роз'єднують вали під час зупинки та роботи привода.

За принципом дії ці муфти поділяють на два види: муфти, робота яких основна на зачепленні (кулачкові зубчасті); муфти, робота яких основана на використанні тертя ковзання (фрикційні). Перші використовують при передаванні великих обертових моментів в умовах нечастого вмикання – вимикання муфти та обмеження її габаритів; другі – для плавного зачеплення і розчеплення валів при любых швидкостях та обертових моментах з регулюванням часу вмикання.

Схеми кулачкової, зубчастої та фрикційної дискової муфти наведені відповідно на рис.11.8 а, б, в.

а. б. в.
Рис.11.8

Кулачкова муфта складається з двох півмуфт 1, 2 на торцях яких розміщені кулачки. Півмуфта 1 закріплена на валу нерухомо, а півмуфта 2 може переміщуватися уздовж вала 4 за допомогою механізму керування. Із введенням у зачеплення кулачків, наприклад прямокутного профілю (рис.11.7,а), здійснюється передавання обертового моменту від вала 3 до вала 4.

Зубчаста муфта (рис.11.8,б) працює аналогічно кулачкової: вмикання чи вимикання муфти здійснюється переміщенням півмуфти 2 уздовж вала 4.

Кулачкові та зубчасті муфти виходять з ладу внаслідок спрацювання кулачків та зубців. Їх розрахунок ведуть в формі обмеження середнього контактного напруження на робочих поверхнях кулачків та зубців при рівномірному розподілу навантаження між ними. Наприклад, стійкість проти спрацювання кулачків забезпечують виконанням умови:

$$\sigma_{зм} = F/S = 2T/D \cdot z \cdot b \cdot h \leq [\sigma_{зм}] , \quad (11.7)$$

а перевіірочний розрахунок кулачків проводять за напруженнями згину з припущенням неповного вмикання муфти:

$$\sigma_{зг} = M/w = 2T \cdot b / D \cdot z \cdot w \leq [\sigma_{зг}] , \quad (11.8)$$

де z – число кулачків муфти;

w – момент опору кулачка на згин.

Основними перевагами фрикційних муфт є плавне зачеплення та розчеплення валів та можливість їх використання як запобіжного пристрою.

За формою робочих поверхонь фрикційні муфти бувають:

- дискові з плоскими торцевими робочими поверхнями;
- конусні з конічною формою робочих поверхонь;
- циліндричні з циліндричною формою робочих поверхонь.

Основним критерієм роботоздатності фрикційних муфт є стійкість проти спрацювання поверхонь тертя. Інтенсивність спрацювання фрикційних муфт залежить від матеріалів пар тертя, умов тертя, швидкості взаємного ковзання поверхней тертя, частота вмикань – вимикань і т.д. Внаслідок впливу на роботу муфти багатьох вищезначених випадкових факторів значно ускладнюється тепловий розрахунок. Тому на практиці розрахунок фрикційних муфт зводять до обмеження тиску на поверхнях тертя. Наприклад, дискові фрикційні муфти (рис.11.8,в) розраховують за умовою:

$$P = F/S = 4F_a / [\pi(D_1^2 - D_2^2)] \leq [p] , \quad (11.9)$$

де $F_a = T / f \cdot R_{сер}$ – сила притискання дисків;
 $R_{сер} = (D_1 + D_2) / 4$ – зведений радіус тертя.

11.4 Самокеровані та комбіновані муфти

Самокеровані муфти автоматично з'єднують чи роз'єднують вали, якщо параметри роботи машини стають недопустимі.

Самокерування виконується за:

- обмеженням робочого навантаження запобіжними муфтами;
- швидкістю обертання від центровими муфтами;
- напрямом обертання обгінними муфтами.

Запобіжні муфти поділяють на муфти із неруйнованими та руйнованими елементами. Перші бувають: кулачковими, шариковими, фрикційними; вони конструктивно подібні до відповідних керованих муфт, але без механізму керування. Запобіжні муфти із руйнованим елементом використовують при відносно рідких перевантаженнях приводу машин. Недоліками цих муфт є потреба заміни зруйнованих елементів. На рис.11.9 зображена схема муфти із зрізним штифтом

Рис.11.9

Тут обертовий момент T від однієї півмуфти 3 до іншої 4 передається через загартовану втулку 5 на штифт 6, який зрізається при перевантаженні.

Максимальний обертовий момент T_m , при якому відбувається руйнування (зріз) штифта, визначають за умовою:

$$\tau_{зр} = F/S = T_m / \left(\frac{D}{2} \cdot \frac{\pi d_u^2}{4} \cdot z \right) \leq [\tau] \quad (11.10)$$

Відцентрові муфти автоматично з'єднують (роз'єднують) вали при досягненні повної кутової швидкості. Принцип дії цих муфт заснован на використанні сил тертя ковзання. На рис.11.10 зображена принципова схема відцентрової муфти, яка складається із з'єднаної з ведучим валом 1 півмуфти 3, у пазах якої розміщені колодки 5, що утримуються пружинами 6, та півмуфтами 4 у вигляді барабана, закріпленої на веденому валі 2. Якщо швидкість вала 1 мала, то відцентрові сили F_v не перевищують пружні сили F_n , колодки 5 не торкаються барабана 4 і муфта не передає обертовий момент. Із збільшенням кутової швидкості зростає відцентрова сила F_v , а при $F_v > F_n$ колодки стикаються з барабаном і за рахунок сил тертя передається обертовий момент до веденого вала 2. Тобто для передавання муфтою обертового моменту T треба, щоб $T = T_f$, де T_f – момент сил тертя між колодкою та барабаном:

$$T = T_f = (F_v - F_n) f \cdot z \cdot R, \quad (11.11)$$

де z – число колодок у муфті;

$F_v = m \cdot \omega^2 \cdot r$ – відцентрова сила під час роботи муфти;

$F_n = m \cdot \omega_0^2 \cdot r$ – пружня сила, що утримає колодку, в рівновазі;

ω – кутова швидкість під час роботи муфти;

ω_0 – кутова швидкість, при якій відбувається вмикання муфти.

З рівняння (11.11) визначають необхідну масу колодки:

$$m = T / [R \cdot r \cdot f \cdot z \cdot (\omega^2 - \omega_0^2)] \quad (11.12)$$

Обгінні муфти передають обертовий момент тільки в одному напрямі і за способом з'єднання півмуфт бувають фрикційні та храпові. Переважне використання мають фрикційні обгінні муфти з роликами, принципова схема яких наведена на рис.11.11.

Рис.11.11

Така муфта складається з зірочки 2, зовнішньої обійми 1, роликів 3 і притискних пристроїв 4, які забезпечують мінімальний вільний хід і сприяють рівномірному розподілу навантажень на ролики. В муфті зірочка 2 – ведуча ланка, обойма 1 – ведена. Під час роботи муфти ролики силами тертя затягуються в бік звуження між обоймою та зірочкою і заклинюються. Притискні пристрої утримують ролики у постійному стиканні. Якщо кутова швидкість веденого вала більша, ніж ведучого, то відбувається автоматичне розмикання кінематичного ланцюга привода.

Розрахунок роликової обгінної муфти зводять до перевірки контактної міцності робочих поверхонь півмуфт та роликів.

Комбіновані муфти використовують в тих випадках, коли жодна з розглянутих вище муфт не може повністю задовольнити усі вимоги, що ставляться до з'єднання валів привода. На практиці переважно використовують комбінації пружних муфт із запобіжними або керованими, що дає змогу одночасно зменшити динамічні навантаження, компенсувати неспіввісність та захистити привід від перевантажень.

Широке використання в підйомно-транспортному обладнанні знайшли: втулково-пальцеві муфти, які встановлюють після двигунів в механізмах підйому, механізмах пересування, механізмах повороту кранів, приводах конвейерів та елеваторів; зубчасті муфти в механізмах підйому, пересування та

приводах конвейерів; фрикційні охоронні муфти в механізмах повороту кранів; в механізмах гальмування використовують фрикційні та обгінні муфти. В гідравлічних машинах використовують втулково-пальцеві муфти.

Загальні тенденції муфтобудування: централізоване виробництво муфт, розширення області використання муфт у зв'язку з їх вдосконаленням та агрегуванням машин, зменшення габаритів муфт, збільшення використання муфт автоматичного керування.

Лекція 26.

Тема 12 З'єднання. Різьбові з'єднання

В процесі виготовлення машин деякі деталі з'єднують між собою так, що вони утворюють роз'ємні та нероз'ємні з'єднання.

Роз'ємні з'єднання допускають розбирання з'єднаних деталей без пошкодження їх елементів. До них відносять: різьбові, шпонкові, шліцові, штифтові з'єднання.

Нероз'ємні з'єднання не дають змоги використати розбирання з'єднаних деталей без пошкодження їх елементів. До них відносять: зварні, клепані, паяні з'єднання.

Проміжне місце між роз'ємними та нероз'ємними займають пресові з'єднання. В деяких випадках ці з'єднання проектують як нероз'ємні, але при малих натягах, характерних, наприклад, для кілець підшипників кочення, зубчастих коліс, пошкодження при їх розбиранні незначні, навіть для багатократного запресування.

12.2 Різьби, різьбові деталі та їх з'єднання

Різьбові з'єднання є найбільш поширеними серед роз'ємних з'єднань, що пояснюється їх перевагами:

- висока вантажна здатність та надійність;
- наявність значної номенклатури різьбових деталей;
- зручність з'єднання та роз'єднання деталей;
- простота конструкції та низька вартість виготовлення.

Основним недоліком різьбових з'єднань є недостатня надійність в умовах вібраційного навантаження.

Різьба на деталях утворюється шляхом нанесення на зовнішню чи внутрішню поверхні деталі гвинтових канавок відповідного профілю; утворені таким чином виступи – витки різьби.

Різьби відрізняють за:

- формою основної поверхні: циліндричні, конічні;
- розміщенням на поверхні: внутрішня, зовнішня;
- формою профілю різьби: трикутна, прямокутна, трапецеїдальна, кругла;
- напрямом гвинтової лінії: права, ліва;
- числом заходів: одно-, багатозахідні;
- призначенням: кріпильні, ходові;
- видом кріпильних: метричні, трубні.

В машинобудуванні найбільш поширені метричні однозахідні різьби з правою ниткою, нарізані на циліндричних поверхнях. Широко поширені в техніці різьби–стандартизовані. Різьбові деталі використовують в з'єднаннях металевих конструкцій ПТМ, корпусних деталей підйомників, гальмових та вантажнозахватних пристроїв, канатних барабанів, в механізмах підйому, пересування та повороту, а також в ходовій частині кранів, і т.д.

В трубопроводах гідравлічних та пневматичних машин використовують циліндричну та конічну трубні різьби, а метричні – для з'єднання фланців, корпусу з кришками насосів, фільтрів, реле тиску і т.д. В турбінобудуванні різьбовими деталями кріплять фундаментні плити, рами, кришки підшипникових вузлів, корпусних деталей циліндрів високого тиску, ущільнень, соплових апаратів і т.д.

Основними геометричними параметрами різьби є: діаметри, наприклад, зовнішньої різьби (зовнішній d , внутрішній d_1 , середній d_2), шаг p , число заходів n , кут підйому γ , кут профілю α (рис.12.1).

Рис.12.1

Для з'єднань деталей використовують болти, гвинти, шпильки, гайки та шайби (рис.12.2)

Рис.12.2

З'єднання болтом (рис.12.2,а) виконують для деталей малої товщини, а також у випадку частого відгвинчування та загвинчування з'єднання; з'єднання гвинтом (рис.12.2,б) або шпилькою (рис.12.2,в) – при значній товщині однієї із з'єднаних деталей, а також у важкодоступних місцях машини.

Часто під гайку ставлять плоску круглу шайбу, наприклад, для зменшення пошкоджень поверхні деталі. Геометричні форми та розміри гвинтів, гайок, шпильок дуже різноманітні і описані в довідниках та стандартах.

У з'єднанні кріпильними різьбами при статичному навантаженні надійно забезпечується самогальмування, оскільки кут тертя між витками різьби гвинта

та гайки значно перевищує кут підйому гвинтової лінії. При дії змінних (вібраційних чи ударних) навантажень різко зменшується коефіцієнт тертя між витками і спостерігається самовідгвинчування різбових деталей. Для запобігання цього слід використовувати стопорні пристрої, робота яких базується на створенні додаткових сил тертя контргайкою, пружинною шайбою, або спеціальних замкових засобів – обв'язкою, шплінтами, загнутими стопорними шайбами. На практиці застосовують приварювання гайки або гвинта до деталі, а також пластичне деформування витків різьби шляхом їх кернування.

Кріпильні деталі масового виробництва виготовляють з пластичних сталей; при роботі в умовах циклічних навантажень – з високоміцних сталей (конструкційних та легованих); в умовах підвищеної температури – з жаростійких сталей. Для захисту від впливу агресивного оточуючого середовища застосовують спеціальні покриття.

В залежності від матеріалу різбової деталі, умов її роботи, можливостей виробництва різьбу виконують нарізуванням, накатуванням, литтям і пресуванням.

12.3 Навантаження витків різьби та види руйнувань різбових з'єднань.

Якісна картина навантаження між витками різьби пояснюється моделлю різбового з'єднання (рис.12.3, а), на якій витки зображені у вигляді консольних балок.

Рис.12.3

Рис.12.4

Задача про розділ навантаження по витках різьби – статично не визначена, тому додатково розглядають деформації витків. Для переміщень Δ_A , Δ_B , Δ_C , Δ_D відносно точок А, В, С, D витків гвинта та гайки слушні наступні вирази:

$$\Delta_A > \Delta_B \text{ (внаслідок розтягнення ланки АВ гвинта);}$$

$$\Delta_C > \Delta_D \text{ (внаслідок стискання ланки CD гайки).}$$

Відносні переміщення точок А, В, С, D визначають як:

$$\Delta_{AD} = \Delta_A - \Delta_D; \quad \Delta_{BC} = \Delta_B - \Delta_C,$$

відкіля слушна нерівність $\Delta_{AC} > \Delta_{BC}$, тобто навантаження першого витка перевищує навантаження другого ($F_1 > F_2$). Аналогічні висновки ($F_i > F_{i+1}$) можуть бути здобуті при порівнянні переміщень другого та третього, третього та четвертого, і т.д. витків.

Графік розподілу навантаження по виткам стандартної шестивиткової гайки за даними теоретичного рішення показаний на рис.12.3,б, з якого видно, що на перший найбільш навантажений виток припадає близько третини загальної сили, а на останній – 7%, що свідчить про недоцільність конструювання з'єднань з великим числом витків різьби.

В реальних умовах експлуатації навантаження на перший виток декілька зменшується за рахунок впливу контактних пластичних деформацій, спрацювання, можливих похибок профілю витків. Розподіл сили по витках різьби поліпшують використанням, наприклад, спеціальних гайок з місцевою підвищеною податливістю різьбової ланки (рис.12.4).

Вихід з ладу деталей різьбових з'єднань може відбуватись за наступними причинами: пошкодження чи руйнування різьби (змінання, зріз) і руйнування гвинта по різьбі (переважно під першим робочим витком чи у голівки).

Оскільки розміри елементів стандартних різьбових деталей (висота голівки гвинта, висота витка, висота гайки) встановлені за умовою рівномірності, то проектний розрахунок з'єднань частіше виконують тільки за одним головним критерієм працездатності – міцністю гвинта.

Для більшої частини гвинтів загального машинобудування використовують розрахунки на статичне навантаження, які є проектними, оскільки вони, як правило, працюють із значною силою початкової затяжки. Розрахунки при змінному навантаженні використовують як перевірочні.

Лекція 27

12.4 Розрахунки болтового з'єднання.

12.4.1 Навантаження осьюовою силою

Прикладом такого з'єднання може бути кріплення вантажної петлі, яке показано на рис.12.5. Особливістю цього з'єднання є відсутність попередньої затяжки (між деталями з'єднання є щілина). Умова міцності гвинта при його розтягуванні має вид:

$$\sigma = \frac{4F}{\pi d_1^2} \leq [\sigma_p], \quad (12.1)$$

відкіля потрібний внутрішній діаметр різьби:

$$d_1 \geq \sqrt{4F / (\pi[\sigma_p])} \quad (12.2)$$

Розрахункове значення d_1 округляють до стандартного, за яким встановлюють номінальний діаметр різьби болта.

Рис.12.5

Рис.12.6

12.4.2 З'єднання затягнутим болтом без зовнішнього навантаження

Прикладом такого з'єднання може бути кріплення герметичних люків, кришок, і т.п.(рис.12.6). Потрібну силу затяжки F_3 гвинта вибирають із умови забезпечення герметичності, тобто не розкриття стику деталей. При цьому гвинт розтягується силою F_3 і одночасно скручується моментом T , між якими існує зв'язок (див. формулу 7.7).

Напруження розтягу від дії F_3 та напруження від дії T в небезпечному перерізі гвинта визначають як:

$$\sigma_p = 4F_3 / \pi d_1^2 ; \quad \tau = T / W_p = 8F_3 \cdot d_2 \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \beta) / \pi \cdot d_1^3$$

Міцність болта оцінюють за еквівалентним напруженням:

$$\sigma_{екв} = \sqrt{\sigma_p^2 + 3\tau^2} = \sigma_p \sqrt{1 + 3\left(\frac{\tau}{\sigma_p}\right)^2} = \sigma_p \sqrt{1 + 12\left[\frac{d_2}{d_1} \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \beta)\right]^2} = \sigma_p \cdot \rho \leq [\sigma] \quad (12.3)$$

де ρ – коефіцієнт, що враховує скручування болта при затяжці; для стандартних метричних різьб $\rho \approx 1,3$.

Таким чином, напруження в затягнутому зусиллям F_3 гвинті визначають напруженням розтягування від сили F_3 , яке збільшують на 3 %.

Потрібний внутрішній діаметр гвинта з урахуванням виразу (12.3):

$$d \geq \sqrt{5,2F_3 / (\pi \cdot [\sigma])} \quad (12.4)$$

12.4.3 З'єднання затягнутим болтом навантажене постійною зовнішньою силою, що розкриває стик.

Ці з'єднання найпоширеніші у практиці: з'єднання фланців трубопроводів, кришок резервуарів, кронштейнів і т.д. Послідовність

навантаження та деформації деталей з'єднання при зтяжці болта і дії зовнішнього осьового навантаження показана на рис.12.7.

Рис.12.7

На рис.12.7,а болт та деталі з'єднання не навантажені; на рис.12.7,б болт під дією зтяжки F_3 розтягується на величину ε'_6 , а деталі з'єднання стискаються на величину ε'_d ; на рис.12.7,в після навантаження з'єднання зовнішньою силою F болт додатково розтягується на величину ε''_6 , а деформація деталей зменшується до величини ε''_d . Загальній деформації болта $\varepsilon_6 = \varepsilon'_6 + \varepsilon''_6$ відповідає навантаження $F_6 = F_3 + \Delta F$, де ΔF – невідома величина, яку знаходять за умовою сумісної деформації деталей та болта:

$$\varepsilon''_d = \varepsilon''_6, \quad \text{де} \quad \varepsilon''_6 = \lambda_6 \cdot \Delta F; \quad \varepsilon''_d = \lambda_d (F - \Delta F) \quad (12.5)$$

λ_6, λ_d – коефіцієнти податливості відповідно болта та деталей;

$$\Delta F = \frac{F \cdot \lambda_d}{\lambda + \lambda_d} = F \cdot \chi, \quad (12.6)$$

де χ – коефіцієнт зовнішнього навантаження (враховує долю зовнішньої сили в деформуванні болта).

Таким чином, навантаження болта визначається виразом:

$$F_6 = F_3 + F \chi \quad (12.7)$$

На практиці рекомендується силу зтяжки вибирати як:

$$F_3 = FK_{щ}, \quad (12.8)$$

де $K_{щ}$ – коефіцієнт запасу щільності стику.

З врахуванням зтяжки болта його повне навантаження має вид :

$$F_6 = 1,3 F_3 + F \chi = 1,3 K_{щ} \cdot F + F \chi = F(1,3 K_{щ} + \chi) \quad (12.9)$$

Потрібний внутрішній діаметр болта за умовою міцності:

$$d_1 \geq \sqrt{4F(1,3K_{щ} + \chi)/(\pi[\sigma])} \quad (12.10)$$

12.4.4 З'єднання затягнутим болтом, навантажене силами зсуву.

Умовою міцності таких з'єднань є відсутність зсуву деталей. За конструкцією відрізняють два варіанти різьбових з'єднань, що навантажене силами зсуву.

1^й варіант: болт встановлено в отвори деталей з щілиною (рис.12.8,а)

Рис.12.8

Для відсутності зсуву деталей з'єднання необхідно, щоб сили тертя в стиках від попереднього затягування гарантовано з коефіцієнтом запасу на зсування K_3 перевищували зовнішні сили F , тобто:

$$F_3 \cdot f \cdot i \geq K_3 \cdot F \quad (12.11)$$

де f – коефіцієнт тертя ковзання;

i – число пар площин стику.

Потрібний внутрішній діаметр різьби болта d_1 визначають з урахуванням виразу (12.4):

$$d_1 \geq \sqrt{5,2K_3F / (\pi f [\sigma])} \quad (12.12)$$

2^й варіант : болт встановлено в отвори деталей без щілини (рис.12.8,б)

Зовнішня сила F безпосередньо передається на болт, тому сили тертя між деталями не враховуються, а затяжка болта не обов'язкова. Болт розраховують за умовою міцності на зріз:

$$\tau_{зр} = \frac{F}{S} = \frac{F}{\frac{\pi d_1^2}{4} \cdot i} \leq [\tau_3] \quad (12.13)$$

Потрібний діаметр болта:

$$d_1 \geq \sqrt{4F / (\pi [\tau_3] i)} \quad (12.14)$$

Порівнюючи два варіанти постановки болта, зазначимо, що перший варіант дешевший другого, оскільки не вимагає точних розмірів болта і отвору в деталях з'єднань, однак вимагає використання болта з декілька більшим діаметром.

12.4.5 З'єднання затягнутим болтом , що навантажене змінною зовнішньою силою

Для болта заданого діаметра перевіряють запас міцності за амплітудами та максимальними напруженнями.

Умова міцності за амплітудою має вигляд:

$$n_a = \frac{\sigma_{-1}}{K_\sigma \cdot \sigma_a} \geq [n_a] \quad (12.15)$$

де σ_{-1} – границя витривалості при розтягненні матеріалу гладкого зразку за симетричним циклом;

K_σ – ефективний коефіцієнт концентрації напружень в різьбі;

σ_a – амплітуда змінних напружень, $\sigma_a = \frac{0,5F\chi}{\frac{\pi d_1^2}{4}}$;

$[n_a]$ – допустимий коефіцієнт запасу міцності по амплітуді.

Умова міцності за максимальним напруженням:

$$n = \frac{\sigma_T}{\sigma_{\max}} = \frac{\sigma_T}{\sigma_0 + \sigma_a} \geq [n_M], \quad (12.16)$$

де σ_T – межа текучості матеріалу;

σ_0 – напруження від початкової зтяжки, $\sigma_T = \frac{F_3}{\frac{\pi d_1^2}{4}}$.

12.5 Розрахунок групи болтових з'єднань

Розрахунок групи болтових з'єднань виконують у наступній послідовності:

- будують розрахункову схему з'єднання;
- визначають найбільш навантажений болт;
- виконують розрахунок міцності цього болта.

У розрахунках припускають:

- поверхні стиків плоскі і жорсткі;
- всі болти однакові за розмірами і мають однакову початкову зтяжку;
- болти в з'єднанні розміщені симетрично щодо взаємно перпендикулярних осей, які проходять через центр ваги стику.

Відрізняють три характерні випадки розрахунку.

12.5.1 З'єднання, навантажене силою, що перпендикулярна стику і діє в його центрі

Типовим прикладом такого з'єднання є кріплення кришок резервуарів, що знаходяться під тиском рідини або газу. Навантаження рівномірно розподіляється на болти так, що:

$$F_i = F/z, \quad (12.17)$$

де z – кількість болтів.

Потрібну силу попередньої зтяжки кожного болта вибирають за умови герметичності з'єднання згідно з виразом (12.8), а внутрішній діаметр – за формулою (12.10).

Лекція 28

12.5.2 З'єднання, навантажене силою, що діє у площині стику

Цей випадок навантаження характерний, наприклад, для болтового з'єднання кронштейнів (рис.12.9).

Рис.12.9

Довільно спрямовану силу F (рис.12.9,а) замінимо головним вектором R та головним моментом M (рис.12.9,б) відносно центру ваги стику:

$$\bar{R} = \bar{F}_1 + \bar{F}_2; \quad M = F_1 \cdot h + F_2 \cdot \ell, \quad F_1 = F \sin \alpha; \quad F_2 = F \cos \alpha$$

Рівномірне розподілення складових сили F та моменту M на болти дають наступні реактивні зусилля:

$$F_{\delta 1} = F_1 / 3; \quad F_{\delta 2} = F_2 / 3; \quad F_{\delta M} = M / 2a = (F_1 h + F_2 \ell) / 2a$$

Сумарне навантаження кожного болта визначають як геометричну суму сил $F_{\delta 1}$, $F_{\delta 2}$, $F_{\delta M}$. За розрахункове навантаження беруть найбільше з добутих значень для трьох болтів. Для з'єднання на рис.12.9 найбільш навантаженим є верхній болт, для якого:

$$F_{\delta} = \sqrt{(F_{\delta 1} + F_{\delta M})^2 + F_{\delta 2}^2}.$$

Якщо болти поставлені без щілини, то величину d_1 визначають за виразом (12.14), в протилежному випадку – за виразом (12.12)

12.5.3 Довільне навантаження з'єднання

Розрахунок з'єднання розглянемо на прикладі кронштейна, навантаженого довільною силою (рис.12.10).

Довільно спрямовану силу F замінимо головним вектором R і головним моментом M відносно центру ваги стику:

$$\bar{R} = \bar{F}_1 + \bar{F}_2;$$

$$F_1 = F \cos \alpha; \quad F_2 = F \sin \alpha$$

$$M = F_1 \cdot h - F_2 \cdot t$$

Оскільки навантаження F_2 та M розкривають стик деталей, а F_1 зсуває кронштейн відносно основи, то необхідно розглядати два випадки розрахунку кріплення кронштейну.

1^й випадок: визначення розрахункової сили для болта за умовою не розкриття стику.

Під дією сили F_2 усі болти розтягуються однаковими силами $F_{\delta 2} = F_2/4$; під дією моменту M болти, що розміщені ліворуч від центра ваги стику, розтягуються, а ті, що праворуч – стискаються однаковими силами $F_{\delta 2} = M/2\ell$.

Рис.12.10

Аналіз розрахункової схеми показує, що болти ліворуч від центра ваги стику більш навантажені і їх повне навантаження визначають як: $F = F_{\delta 2} + F_{\delta m}$. Розрахункова сила, яка діє на болт за умовою нерозкриття стику, визначається виразом (12.9), а потрібний діаметр різьби – формулою (12.10).

2^й випадок: визначення розрахункової сили для болта за умовою запобігання зсуву деталей.

Реакція кожного болта від сили зсуву F_1 знаходиться як $F_{\delta 1} = F_1/4$. Тоді умова запобігання зсуву визначається формулою (12.11), тобто:

$$(F_3 - F_{\delta 2})f \geq K_3 \cdot F_{\delta 1},$$

з якої потрібна сила затяжки болта: $F_3 \geq (K_3 \cdot F_{\delta 1} / f) + F_{\delta 2}$.

Потрібний діаметр різьби d_1 визначають за формулою (12.12). Якщо болти з'єднання встановлені без щілини, то перевірка їхньої міцності виконується безпосередньо за силою $F_{\delta 1}$ згідно з формулами (12.13), (12.14).

Остаточний діаметр болтів визначають за умови більшого навантаження.

Деякі перспективи вдосконалення різьбових з'єднань пов'язано з підвищенням точності затяжки, послабленням впливу послідовності затяжки, оптимізацією форми фланців, розрахунками роботи болтів сумісно з фундаментом.

Тема 13. Шпонкові та шліцеві з'єднання

Шпонкові та шліцеві з'єднання служать для закріплення на валах деталей, які передають обертовий момент (шків, зірочки, зубчасті колеса).

13.1 Шпонкові з'єднання

На рис.13.1 зображені деталі шпонкового з'єднання: 1 – вал, 2 – маточина (шків, зірочки, зубчастого колеса), 3 – шпонка.

Рис.13.1

Переваги шпонкових з'єднань:

- простота та надійність конструкції;
- низька вартість виготовлення;
- зручність складання з'єднання.

До недоліків належать: послаблення вала та маточини шпонковим пазом, неприйнятність для швидкісних валів.

Відрізняють ненапружені та напружені шпонкові з'єднання.

Ненапружені шпонкові з'єднання здійснюють за допомогою стандартних призматичних та сегментних шпонок. На рис.13.1,а показано з'єднання звичайною призматичною шпонкою із скругленими торцями, ширину (b) і висоту (h) якої вибирають залежно від діаметра (d) вала. Довжину (l) вибирають за шириною маточини деталі, розміщеної на валу, перевіряють розрахунком на міцність і узгоджують зі стандартом. Недоліком призматичних

шпонок є труднощі забезпечення взаємозамінності, що обмежує їх використання в масовому виробництві.

Сегментні шпонки (рис.13.1,б) використовують в зв'язку з технологічністю цих з'єднань – вони не потребують ручної пригінки. Крім того, глибока посадка шпонки забезпечує їй більш стійке положення, запобігає перекошенню під навантаженням. Однак глибокий паз значно послаблює вал, тому сегментні шпонки використовують основним чином для з'єднання деталей на мало навантажених ділянках вала.

Напружені шпонкові з'єднання здійснюються за допомогою стандартних циліндричних штифтів та клинових шпонок.

Циліндричні штифти (рис.13.1,в) встановлюють з натягом в відповідні отвори, які паралельні осі з'єднання, для закріплення деталей на кінці вала. На рис.13.1,г показано з'єднання клинковою врізаною шпонкою без головки. Всі клинові шпонки виготовляють з ухилом 1:100. Ці шпонки передають обертовий момент за рахунок сил тертя на широких робочих гранях завдяки відповідному натягу у радіальному напрямі при їх забиванні. Клинові шпонки мають обмежене використання, оскільки в цьому з'єднанні виникає зміщення осі маточини відносно осі вала, що недопустимо для швидкісних машин. Тому область використання клинових шпонок обмежується тихохідними машинами до того ж при необхідності частого розбирання з'єднань.

Лекція 29

Розрахунок шпонкових з'єднань у більшості випадків виконують як перевіірочний, оскільки розміри шпонок вибирають в залежності від діаметра вала за відповідним стандартом.

Послідовність розрахунку ненапружених шпонкових з'єднань розглядається на прикладі з'єднання призматичною шпонкою, де обертовий момент T передається від вала до маточини деталі за допомогою бічних вузьких граней шпонки (рис.13.1,а). Навантажені поверхні зминаються і при незначних мікропереміщеннях, як наслідок, спрацьовуються, тому основним розрахунком цього з'єднання є розрахунок за умови обмеження напружень зминання. В цьому спрощеному розрахунку вважають, що: шпонка врізана в вал на глибину $0,5h$; напруження зминання $\sigma_{зм}$ розподіляються за висотою та довжиною рівномірно; відстань від рівнодіючої $\sigma_{зм}$ до центру вала дорівнює $0,5d$. За цими допущеннями умова міцності шпонкового з'єднання має вигляд:

$$\sigma_{зм} = F / A_{зм} = T / 0,5d \cdot 0,5h \cdot \ell_p \leq [\sigma_{зм}], \quad (13.1)$$

з якої для попередньо вибраної висоти шпонки (h) її робоча довжина (без урахування скруглень торців):

$$\ell_p \geq 4T / d \cdot h \cdot [\sigma_{зм}] \quad (13.2)$$

Якщо потрібна довжина ℓ_p перевищує довжину маточини деталі, встановлюють дві шпонки чи використовують більш технологічні – шліцеві з'єднання.

13.2 Шліцьові з'єднання

Шліцьові з'єднання утворюються за допомогою зубців (шліців), що нарізуються на поверхнях вала та отвору маточини (рис.13.2).

а. б. в.
Рис.13.2

Шліцьові з'єднання відрізняють за:

- формою профілю зубців: прямокутні (рис.13.2,а); евольвентні (рис.13.2,б); трикутні (рис.13,в);
- способом центрування: по бокових гранях (рис.13.2,а); по зовнішньому діаметру (рис.13.2,б); по внутрішньому діаметру (рис.13.2,в);
- серією з'єднання прямокутних профілів: легка, середня, важка.

Для важконавантажених валів загального машинобудування найбільш поширені прямокутні стандартизовані шліцьові з'єднання з центруванням по боковим граням. При підвищених вимогах до умов роботи машини центрування виконують по зовнішньому чи по внутрішньому діаметрам. Серія з'єднання визначає його несучу здатність.

Евольвентні стандартизовані з'єднання вельми перспективні; вони повільно витискують прямокутні внаслідок підвищеної міцності та технологічності.

З'єднання з прямокутним профілем зубців не стандартизовані і використовуються як нерухомі при обмежених габаритних розмірах.

Порівняно із шпонковими шліцьові з'єднання мають наступні переваги:

- більша компактність та несуча спроможність;
- підвищене центрування деталей на валу;
- можливість взаємозамінності.

При проектуванні шліцьового з'єднання геометричні параметри (число шліців z , зовнішній діаметр D та ін.) вибирають в залежності від діаметра d вала.

Основним критерієм роботоздатності шліцьових з'єднань є опір робочих поверхонь спрацюванню, яке виникає через відносні мікропереміщення навантажених поверхонь внаслідок деформації вала та щілин у деталях з'єднань. Тому перевірочний розрахунок цих з'єднань виконують за умовою обмеження напружень змінання робочих поверхонь зубців. Наприклад, для прямокутних шліцьових з'єднань умова міцності має вигляд:

$$\sigma_{зм} = F / A_{зм} = 2T / d_c \cdot z \cdot h \cdot \ell \cdot \psi \leq [\sigma_{зм}], \quad (13.3)$$

де $d_c = 0,5 (D + d)$ – середній діаметр шліцьового з'єднання;
 z – число шліців;

h – висота робочої поверхні шліца;

l – довжина шліцьового з'єднання;

ψ – коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження між шліцами.

Деякі перспективи вдосконалення шліцьових з'єднань пов'язані зі зниженням концентрації напружень та зменшенням технологічних щілин.

Тема 14. З'єднання з натягом.

14.1 Загальні відомості.

З'єднання двох деталей може бути утворене, коли одна деталь охоплює іншу. Наприклад, підшипник ковзання можна розглядати як рухоме(ненапружене) з'єднання вала з його корпусом. З'єднання деталей з гарантованим натягом – напружене з'єднання, в якому натяг створюється потрібною різницею посадочних розмірів насажуваних одна на одну деталей.

В інженерній практиці ці з'єднання називають пресовими, оскільки вони можуть утворюватись запресуванням. Із з'єднань деталей натягом найбільше поширення мають циліндричні з'єднання, в яких одна деталь охоплює іншу по циліндричній поверхні. Приклади таких з'єднань: з'єднання шківів, зірочок, зубчастих коліс, кілець підшипників кочення з валами механічних передач підйомно-транспортних, гідравлічних, пневматичних, енергетичних машин, тобто машин, в яких відсутня необхідність складання та розбирання з'єднань.

Переваги з'єднань з натягом:

- простота та технологічність;
- висока точність центрування;
- можливість сприйняття динамічних навантажень.

До недоліків з'єднання відносять: значне розсіяння міцності з'єднання; наявність високих напружень в деталях; відносна складність демонтажних робіт.

В техніці часто застосовують комбінацію пресового та шпонкового з'єднань, розрахунок якого виконують в залежності від того, яке з двох з'єднань основне. Визначивши основне з'єднання, вважають, що воно сприймає все навантаження і тоді розрахунок комбінованого з'єднання замінюють розрахунком основного.

Найбільш поширений спосіб здійснення з'єднання з натягом утворюють шляхом нагрівання охоплюючої або охолодження охоплюваної деталі, що забезпечує приблизно у півтори рази більшу міцність з'єднання, ніж запресування.

14.2 Розрахунки з'єднань

При розрахунках пресових з'єднань, перш за все, треба забезпечити взаємну нерухомість з'єднаних деталей під навантаженням, що досягається встановленням потрібного натягу в з'єднанні, після чого перевіряють міцність спряжених деталей, бо необхідний натяг може спричинити руйнування або недопустимі деформації деталей з'єднання. Тому розрахунок пресових з'єднань

виконують за двома умовами: міцності з'єднання, тобто його нерухомості; та міцності деталей з'єднання.

Лекція 30

14.2.1 Розрахунок міцності з'єднання.

Пресове з'єднання може бути навантаженим осьовою силою F_a , обертовим моментом T або осьовою силою та обертовим моментом одночасно. Розрахункова схема для останнього випадку навантаження показана на рис.14.1

Рис.14.1

Рис.14.2

Зовнішнє навантаження зрівноважується силами тертя на спряжених поверхнях деталей, які обумовлені тиском P , що виникає в результаті натягу в з'єднанні. Умова міцності з'єднання при його навантаженні силою F_a має вигляд:

$$F_a \leq fP \cdot \pi d \ell \quad (14.1)$$

Умова міцності з'єднання при його навантаженні моментом T :

$$T \leq 0,5f \cdot \pi d^2 \ell \quad (14.2)$$

Умова міцності при одночасному навантаженні F_a і T :

$$\sqrt{F_a^2 + F_t^2} \leq fP \pi d \ell \quad (14.3)$$

де $F_t = 2 T/d$ – колова сила від дії моменту T .

Потрібний тиск в з'єднанні: $p \geq \sqrt{F_a^2 + F_t^2} / f \pi d \ell$ (14.4)

Розрахунковий натяг δ_p в залежності від тиску P визначається з теорії розрахунку товстостінних циліндрів (задача Ляме), що дається в курсі опору матеріалів

$$\delta_p = Pd(C_1 / E_1 + C_2 / E_2), \quad (14.5)$$

де E_1, E_2 – модулі пружності при розтягу матеріалів охоплюючої та охоплюваної деталей;

C_1, C_2 – коефіцієнти Ляме,

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

При складанні з'єднання запресуванням потрібний натяг δ_n повинен бути більшим від розрахункового δ_p на величину пластичної деформації мікронерівностей (рис.14.2) внаслідок їх зрізування згідно з наступною рекомендацією:

$$\delta_n = \delta_p + 1,2(R_{z1} + R_{z2}) \quad (14.6)$$

де R_{z1}, R_{z2} – висоти мікронерівностей поверхонь деталей з'єднання.

При складанні з'єднання термічним способом, потрібний натяг беруть рівним розрахунковому, тобто:

$$\delta_n = \delta_p$$

За величиною δ_n підбирають відповідно стандартну посадку, для якої найменший натяг $\delta_{\min} \geq \delta_n$.

Необхідну різницю температур Δt з'єднуваних деталей визначають за наступним виразом:

$$\delta_{\max} + S_M = \Delta t \cdot \alpha \cdot d \quad (14.7)$$

де δ_{\max} – максимальний натяг;

S_M – технологічна монтажна щілина;

α – коефіцієнт лінійного розширення.

14.2.2 Розрахунок міцності деталей з'єднання

Перевірку міцності деталей з'єднання виконують за максимальним натягом вибраної посадки з урахуванням зменшення мікронерівностей, тобто задаючись $\delta_p = \delta_{\max} - 1,2(R_{z1} + R_{z2})$, визначають величину тиску P згідно з виразу (14.5): $P = \delta_p / d(c_1/E_1 + c_2/E_2)$, після чого за формулами Ляме знаходять напруження σ_t, σ_r в товстостінному циліндрі, епюри яких показані на рис.14.3.

Небезпечним елементом з'єднання, як правило, є охоплююча деталь 1, а саме точки її внутрішньої поверхні, для яких слушні вирази:

$$\sigma_t = P \frac{1 + (d/d_2)^2}{1 - (d/d_2)^2}; \quad \sigma_r = -P \quad (14.8)$$

Умова міцності для деталі 1 за гіпотезою найбільших дотичних напружень має вигляд:

$$\sigma_\ell = \sigma_t - \sigma_r = \frac{2P}{1 - (d/d_2)^2} \leq [\sigma_T] \quad (14.9)$$

Рис.14.3

Як показує досвід використання пресових з'єднань, надійність їх не зменшується при наявності деякої кільцевої пластичної зони на внутрішній поверхні охоплюючої деталі, тобто при невиконанні умови (14.9).

Деяке зменшення опору втоми валів під маточинами деталей, встановлених з натягом, може бути підвищене шляхом збільшення місцевого діаметра вала приблизно на 5% з застосуванням механічного та хіміко-термічного зміцнення.

Велике розсіяння натягів та коефіцієнтів тертя в з'єднаннях з натягом для деяких відповідних машин потребує ймовірних розрахунків.

Деякі перспективи вдосконалення та дослідження з'єднання вал-ступиця пов'язані з підвищенням міцності з'єднань технологічними засобами (гальванічні покриття, тліючим розрядом і т.д.), вивченням впливу типу навантаження, впливу оточуючого середовища, спрацьовування.

Глава 15. Зварні з'єднання.

15.1 Загальні відомості

Зварні з'єднання – нероз'ємні з'єднання, які утворюються зварюванням – технологічним процесом з'єднання деталей силами молекулярного зчеплення за рахунок місцевого нагрівання стику деталей до розплавленого або пластичного стану із подальшим взаємним деформуванням.

У машинобудуванні найбільш поширені способи зварювання з використанням електричного струму шляхом оплавлення (дугове та електрошлакове зварювання) та доведенням до пластичного стану (контактне зварювання) стиків з'єднуваних деталей.

Дугове (ручне та автоматичне) зварювання здійснюються завдяки оплавленню стиків зварюваних деталей електричною дугою; використовують для зварювання деталей малих та середніх розмірів перерізу завтовшки 1...130мм.

Дуговим зварюванням утворюють: балки трубчатого перерізу стріл, башти, портали, напівпортали кранів, рами кранових теліжок, кранові ферми; барабани, ковші, вантажонесучі підвіски, підвісні шляхи, фундаментні рами конвейєрів; з'єднання труб в трубопроводах, з'єднання фланців та ніпелів гідравлічних та пневматичних машин; з'єднання елементів важких валів, кінцевого ущільнення, соплового апарату, циліндрів високого тиску, конденсаторів, ресиверів, допоміжного та спеціального обладнання турбін.

Електрошлакове зварювання відрізняється від дугового тим, що необхідна теплота для оплавлення стиків деталей виділяється в шлаковій ванні при проходженні через неї електроструму. Спосіб дуже продуктивний при зварюванні великогабаритних деталей завтовшки до 1м.

Контактне зварювання, основане на нагріванні стику з'єднуваних деталей при проходженні через нього електричного струму з подальшим їх деформуванням. Цей спосіб використовують для з'єднання деталей із тонколистових елементів (до 2 мм при шовному зварюванні) в масовому чи великосерійному виробництві.

Основні переваги зварних з'єднань:

- економія матеріалу та зменшення маси виробів (на 10...20% клепкових; 30...50% литих);
- простота та технологічність процесу;
- рівномірність шва щодо з'єднуваних елементів деталей.

До недоліків зварних з'єднань належать: присутність залишкових напружень, що деформують елементи конструкції; значна концентрація напружень та чутливість до динамічних навантажень; знижена стійкість проти корозії.

15.2 Види зварних з'єднань та типи швів

Залежно від взаємного розміщення з'єднаних елементів деталей відрізняють такі основні види зварних з'єднань: стикові (рис.15.1,а), напускові (рис.15.1,б), таврові (рис.15.1,в) та кутові (рис.15.1,г).

Рис.15.1

Зварні з'єднання утворюються за допомогою зварних швів, що являють собою затверділий після зварки метал.

Шви бувають стикові, які переважно використовують для стикових з'єднань; вони відрізняються формою підготовки кромки з'єднання (рис.15.1,а), а також кутові, які використовують для напускових, таврових та кутових з'єднань; вони відрізняються формою перерізу шва (рис.15.1,б): нормальний 1, опуклий 2, поліпшений 3 та 4.

Залежно від розміщення шва щодо лінії дії сили F кутові шви напускових з'єднань бувають: лобовими (рис.15.2,а), фланговими (рис.15.2,б), косими (рис.15.2,в), комбінованими (рис.15.2,г).

Рис.15.2

Із розглянутих з'єднань стикові найбільш надійні, їх рекомендують в конструкціях, які знаходяться під вібраційним навантаженням.

Досвід експлуатації зварних з'єднань показує, що при якісному виконанні зварювання руйнування з'єднань відбувається по шву або в зоні термічного впливу шва, де від нагрівання змінюються механічні властивості металу.

Лекція 31.

15.3 Розрахунок швів дугового зварювання

Основною умовою при проектуванні зварних конструкцій є забезпечення рівномірності швів. Оскільки у більшості випадків розміри зварних швів та їх тип визначаються за формою та розмірами з'єднуваних деталей, то розрахунки швів виконують як перевірочні, припускаючи, що їх якість задовольняє відповідним технічним нормам.

15.3.1 Розрахунок стикових швів

Стикові шви розраховують на міцність за номінальними напруженнями без урахування їх підсилення (місцевого наплавлення металу) з використанням тих же залежностей, що й для суцільних елементів.

Напруження від дії розтягуючого навантаження:

$$\sigma = F / b \cdot \delta \leq [\sigma'_p], \quad (15.1)$$

де b , δ – відповідно ширина та довжина з'єднуваних деталей;

$[\sigma'_p]$ – допустиме напруження при розтягуванні матеріалу шва.

Напруження від дії згинаючого навантаження:

$$\sigma = M / W \leq [\sigma'_p] \quad (15.2)$$

Напруження від сумісної дії розтягуючого та згинаючого навантаження:

$$\sigma = F / b \cdot \delta + M / W \leq [\sigma'_p] \quad (15.3)$$

15.3.2 Розрахунки кутових швів напусків з'єднань

Нижче розглядаються розрахунки для простіших випадків навантаження: розтягуючою силою F , згинаючим моментом M та довільно розташованою в площині з'єднання силою Q . Розрахунок для складного навантаження – комбінації вказаних вище простих навантажень будується з використанням принципу незалежності дії навантажень. Шви умовно розраховують на зріз за найменшим перерізом з висотою $m = 0,7 K$ в бісектрисній площині прямого кута перерізу шва (рис.15.2,а).

15.3.2.1 Розрахунок швів на розтягування

Цей розрахунок проводять за формулою:

$$\tau = F / 0,7K \cdot \ell_\Sigma \leq [\tau'], \quad (15.4)$$

де ℓ_Σ – сумарна довжина шва;

$[\tau']$ – допустиме напруження матеріалу шва на зріз.

Для напусків з'єднання з лобовими швами (рис.15.2,а) $\ell_\Sigma = 2\ell_\text{л}$; для напусків з'єднання з фланговими швами (рис.15.2,б) $\ell_\Sigma = 2\ell_\text{ф}$; для напусків з'єднання з комбінованими швами (рис.15.2,г) $\ell_\Sigma = 2\ell_\text{ф} + \ell_\text{л}$.

Довжини флангових швів напусків з'єднань при проектуванні вибирають так, щоб шви були однаково навантажені. На прикладі напусків з'єднання листа з кутком, навантаженого в центрі тяжіння кутка (рис.15.3), показано вибір величин $\ell_{1\phi}$ та $\ell_{2\phi}$.

Рис.15.3

З умови рівноваги з'єднання

$$\begin{cases} F_1 + F_2 = F \\ F_1 \cdot a_1 - F_2 \cdot a_2 = 0 \end{cases}$$

визначають сили F_1 та F_2 :
$$F_1 = F \frac{a_2}{a_1 + a_2} ; \quad F_2 = F \frac{a_1}{a_2 + a_1} .$$

Для однакових перерізів швів їх довжини повинні бути пропорційні навантаженням чи обернено пропорційні відстаням до лінії навантаження з'єднання, тобто:

$$F_1 / F_2 = a_2 / a_1 = \ell_{1\phi} / \ell_{2\phi}$$

Рис.15.4

Рис.15.5

15.3.2.2 Розрахунок швів під дією моменту в товщині з'єднання

В цьому випадку навантаження швів (рис.15.4) напруження зрізу розподіляється нерівномірно по довжині шва, а їх величини на кінцях шва визначаються формулою:

$$\tau_m = M / W_p , \quad (15.5)$$

де W_p – полярний момент опору перерізу шва у площині його руйнування.

Для порівняно коротких швів ($\ell < b$), розповсюджених на практиці, припускають, що напруження зрізу розподіляються вздовж шва рівномірно і спричиняються силою $F = M/b$. Тоді, згідно з виразом (15.4) умова міцності шва має вигляд:

$$\tau_m = M / (0,7K\ell b) \leq [\tau'] \quad (15.6)$$

15.3.2.3 Розрахунок швів під дією довільно розташованої в площині з'єднання сили

В цьому з'єднанні (рис.15.5) більш навантаженим є верхній шов, для якого умова міцності має вигляд:

$$\tau_{\max} = \sqrt{(\tau_{F1} + \tau_m)^2 + \tau_{F2}^2} \leq [\tau'] \quad (15.7)$$

де $\tau_{F1} = F \cos \alpha / (2 \cdot 0,7K\ell)$; $\tau_{F2} = F \sin \alpha / (2 \cdot 0,7K\ell)$; $\tau_m = F \cos \alpha / (0,7K\ell)$

15.3.3 Розрахунок кутових швів таврових з'єднань

Згідно зі схемою навантаження таврового з'єднання (рис.15.6) максимальне напруження зрізу має місце в точках верхніх кінців швів:

$$\tau_{\max} = \sqrt{(\tau_{F1} + \tau_m)^2 + \tau_{F2}^2} \leq [\tau'], \quad (15.8)$$

$$\text{де } \tau_{F1} = F_1 / (2 \cdot 0,7Kb); \quad \tau_{F2} = F_2 / (2 \cdot 0,7Kb);$$

$$\tau_m = M / 2W_0 = M / (2 \cdot 0,7Kb^2 / 6) = 3M / 0,7Kb^2$$

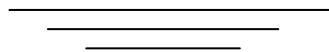
Рис.15.6

$$M = F \sin \alpha$$

15.4 Допустимі напруження матеріалу швів дугового зварювання

Різноманітність факторів, що впливають на міцність швів дугового зварювання (дефекти, характер навантаження, оточуюче середовище), а також наближеність розрахункових формул обумовлюють потребу визначення допустимих напружень з урахуванням досвіду експлуатації з'єднань. При статичному навантаженні допустимі напруження матеріалу шва визначають як частку допустимого напруження при розтягуванні для основного металу в залежності від виду дугового зварювання (ручне чи автоматичне) та типу електрода (звичайні чи спеціальні) за відповідною таблицею. Допустимі напруження при циклічному навантаженні з'єднань додатково враховують характеристику циклу навантаження та концентрацією напружень.

Наведені вказівки для визначення допустимих напружень у зварних швах слушні при якісному виконанні зварювання, що задовольняє вимогам стандартів. Дефекти зварних швів (непровари, подрізи, сторонні вclusions, тріщини та інші) спричинюють різке зниження несучої здатності зварного з'єднання, особливо при динамічному навантаженні.



Деякі перспективи вдосконалення зварних з'єднань пов'язані з забезпеченням рівномірності та рівножорсткості конструкцій, зменшенням механічної обробки швів та зменшенням впливу залишкових напружень.

Лекція 32

16. Схеми розрахунків деталей машин

На завершення курсу “Деталі машин” з метою упорядкування здобутих знань на рис.16.1 – 16.4 наведені підсумкові схеми розрахунків основних параметрів розглянутих деталей, їх з'єднань та передач.

