



О. І. Полетучий

**ОСНОВИ РОЗРАХУНКІВ
І КОНСТРУЮВАННЯ
ДЕТАЛЕЙ ТА МЕХАНІЗМІВ
ЛІТАЛЬНИХ АПАРАТІВ**

1997

629.7
П49

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ УКРАЇНИ
Харківський авіаційний інститут ім. М.Є. Жуковського

ПЕРЕСЕЛІК 200-р.

О.І. ПОЛЕТУЧИЙ

ОСНОВИ РОЗРАХУНКІВ І КОНСТРУВАННЯ
ДЕТАЛЕЙ ТА МЕХАНІЗМІВ ЛІТАЛЬНИХ АПАРАТІВ

Затверджено Міністерством освіти України
як навчальний посібник
для студентів машинобудівних спеціальностей
вищих навчальних закладів

Научно-техническая
библиотека
"ХАИ"



mt0036315

БИБЛИОТЕКА
Харківського
авіаційного інституту
ім. Н. Є. Жуковського

Харків ХАІ 1997

Основи розрахунків і конструювання деталей та механізмів літальних апаратів / О.І. Полетучий. - Навч. посібник. - Харків: Харк. авіац. ін-т, 1977. - 198 с.

У скороченому вигляді наведено вимоги до конструкційних матеріалів та їх характеристики. Викладено критерії працездатності деталей та механізмів загального призначення літальних апаратів. Розглянуто розрахунки і конструювання цих деталей та вузлів: передач тертям та зачепленням, валів, осей, підшипників і муфт, роз'ємних і нероз'ємних з'єднань. Значну увагу приділено найважливішим питанням конструювання.

Матеріали викладено з урахуванням нових ГОСТів, а також прийнятих у стандартах і технічній літературі термінів і буквених позначень.

Для студентів вищих технічних навчальних закладів.

іл. 228. Табл. 7. "Бібліогр.: 9 назв

Р е ц е н з е н т и: д-р техн. наук, проф. В.С. Галонов,
канд. техн. наук, доц. Ф.Ф. Сороковенко

ПЕРЕДМОВА

Рівень розвитку авіаційної та космічної техніки значною мірою характеризують стан і досягнення економіки держави.

У створенні сучасних літальних апаратів (літаків, гелікоптерів та космічних систем різного призначення) вирішальна роль належить інженерам-конструкторам, для підготовки яких важливим є курс "Основи розрахунків та конструювання деталей і механізмів літальних апаратів". Цей курс разом з проектом завершує загальноінженерну підготовку, в подальшому студенти приступають до вивчення спеціальних дисциплін.

Метою даного посібника є викладання курсу в стислій формі відповідно до навчальної програми напрямку "Авіація та космонавтика".

Автор розглядає специфіку розрахунків і конструювання деталей та механізмів загального призначення, які використовуються в літальних апаратах, а саме механічні передачі, валі, підшипники, муфти, з'єднання та ін. Особлива увага приділяється спеціальним вимогам до деталей літальних апаратів - мінімальній масі та габаритним розмірам, високій надійності, довговічності, питомій міцності, працездатності - в різних, у тому числі екстремальних, умовах.

Малий обсяг посібника не дозволив подати деякі розділи, типові для курсу "Основи розрахунків і конструювання деталей та механізмів літальних апаратів" (пасові та ланцюгові передачі, САПР та ін.). Тому для уясування окремих положень, розрахунків і конструювання рекомендується додатково користуватися підручниками та посібниками, перелік яких подається..

В С Т У П

Усі літальні апарати, як відомо, складаються з деталей та вузлів.

Деталь – це виріб, одержаний без виконання складальних операцій, наприклад, вал, зубчасте колесо, болт.

Вузол (складальна одиниця) – це сукупність сумісно працюючих деталей, з'єднаних при складанні та об'єднаних одним призначенням, наприклад, редуктор, муфта, підшипник та ін.

Розрізняють деталі літальних апаратів загального і спеціального призначення.

Деталі літальних апаратів загального призначення зустрічаються в усіх літальних апаратах, але виконують практично однакові функції. До цих деталей відносяться зубчасті колеса, вали, підшипники та багато інших. Окрім деталей в різних літальних апаратах є також з'єднання та вузли загального призначення, наприклад, нарізні, зварні з'єднання, зубчасті, черв'ячні та інші передачі.

Деталі літальних апаратів загального призначення використовуються у досить великих кількостях, наприклад, мільйони зубчастих коліс, мільярди підшипників кочення та ін. Тому будь-яке удосконалення методів проектування цих деталей дозволяє одержати великий економічний ефект.

Деталі літальних апаратів спеціального призначення характерні тільки для одного або кількох типів машин. Наприклад, це – повітряні гвинти, лопатки турбін та ін., які вивчаються у спеціальних курсах: "Конструкція літаків", "Конструкція авіадвигунів" та ін.

У будь-якому літальному апараті більшість деталей, з'єднань та вузлів мають загальне призначення, що робить доцільним їх вивчення у спеціальному курсі.

Курс "Основи розрахунків і конструювання деталей та механізмів літальних апаратів" присвячений теорії, розрахунку та конструюванню деталей, їх з'єднань та вузлів загального призначення.

Вивчення цього курсу базується на знаннях, набутих студентами при вивченні математики, механіки, опору матеріалів, ТММ,

матеріалознавства та ін.

Перелічені дисципліни використовують методи формальної логіки. Водночас курс "Основи розрахунків і конструювання деталей та механізмів літальних апаратів" розвиває інженерні методи, в тому числі вміння синтезувати попередній досвід, надцувати нові ідеї, моделювати з використанням аналогів.

Перехід від формальної логіки теоретичних дисциплін до евристичної діяльності інженера є однією із складових того важкого якісного стрибка, який необхідно здійснити студенту при вивченні курсу.

Як самостійна наукова дисципліна розглядуваний курс подібний до курсу "Деталі машин" почав складатися в XIX в. Перший підручник з курсу був написаний у 1881 році професором В.Л. Кирпичовим.

І. ПРОБЛЕМНІСТЬ І СТРУКТУРА КУРСУ

При проектуванні машини конструктор вирішує безліч проблем. Багато з цих проблем вивчають у курсі "Основи розрахунків і конструювання деталей та механізмів літальних апаратів". Як відомо, суть проблем – у протиріччях. Вирішування проблем – процес дослідження протиріч, це – діалектика.

Розглянемо проблемність курсу на прикладі привода гвинта гелікоптера.

Основні елементи привода позначені на рис. 1.1. Рух від двигуна за допомогою муфти передається на конічний та планетарний редуктори, які знижують оберти двигуна і передають їх через вал гвинта на повітряний гвинт.

Двигуни та повітряні гвинти вивчаються на спеціальних кафедрах. Інші елементи привода є предметом вивчення в курсі "Основи розрахунків і конструювання деталей та механізмів літальних апаратів". Рис. 1.1 в деякому розумінні – це анатомія курсу, а символом останнього є редуктор.

Ось деякі протиріччя, які виникають при проектуванні привода:

І. Протиріччя між надійністю та масою привода. Збільшення перерізів деталей та товщин їх стінок, з метою підвищення надій-

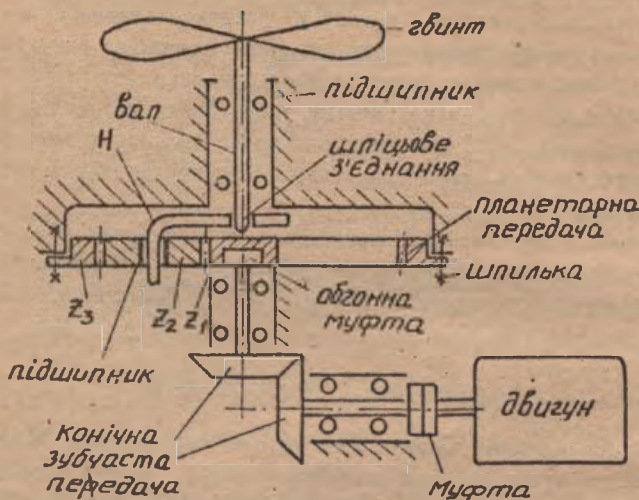


Рис. 1.1

ності, приводить до зростання маси літального апарата. В літаках першого покоління виробляли деталі з великим запасом міцності, але через велику вагу такі літаки не злітали.

2. Протиріччя між параметрами двигуна та редуктора. Крутильний момент залежить від потужності та частоти обертів:

$$T = C \frac{P}{n},$$

де P - потужність; n - частота обертів.

Чим більшими є оберти двигуна, тим менше його габарити та маса, тому що діють менші момент і сили. Але при цьому збільшується передаточне відношення від двигуна до гвинта і зростають складність та вага редуктора. Наприклад, у вертолітному редукторі Р-7 є конічне зубчасте колесо, діаметр якого сягає 1000 мм, а вага становить 3000 кг.

3. Протиріччя між конструкцією деталі та її технологічністю. Чим складнішою є конструкція деталі, тим, як правило, гірше

її технологічність.

4. Протиріччя між надійністю деталі та її вартістю. Вимоги надійності забезпечуються зростанням затрат на виготовлення деталі. Наприклад, при підвищенні надійності підшипників кочення їх вартість може збільшитися в сотні разів.

2. МАТЕРІАЛИ ТА КРИТЕРІЇ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

2.1. Матеріали деталей машин

Пристаюючи до конструювання деталі конструктор вибирає матеріал для її виготовлення. Основними характеристиками конструкційних матеріалів є міцність, показники якої – границі міцності σ_B , текучості σ_T , витривалості σ_{-1} ; контактна витривалість (σ_{Hlim}); жорсткість (модуль пружності E); ударна в'язкість, пластичність, зносостійкість; щільність (ρ); питомий показник міцності σ_T/ρ .

При виготовленні деталей літальних апаратів використовуються головним чином сталі та їх сплави, легкі алюмінієві сплави, титан та його сплави, сплави на основі міді, пластмаси, композиційні матеріали, керамікометалеві матеріали (кермети) та ін.

Сталі. Конструкційні сталі містять вуглецю не більше 0,7%, за хімічним складом поділяються на дві основні групи – вуглецеві та леговані.

Сталь легована конструкційна містить домішки легуючих елементів, кожен з яких має умовне позначення (Х – хром, М – молібден, С – кремній, Н – нікель, Г – марганець, Ю – алюміній, Т – титан, Ф – ванадій, Р – бор).

Часто використовують такі сталі: 45, 40Х, 38ХА, 30ХГСА, 15ХА, 15ХДТ, 25ХДТ, 20ХГР, 27ХГР, 12ХНЗА, 12ХН4А, 18ХНМА, 14ХГСН2МА, 20ХЗМФВ, 38Х2МФА, 40ХН2МА, ШХ15.

Для поверхневого зміцнення деталей, виготовлених із сталі, застосовуються різні методи хіміко-термічної обробки.

Насичення поверхневого шару вуглецем називають цементацією, азотом – азотуванням, або нітруванням, вуглецем сумісно з азотом – ціануванням, хромом – хромуванням, алкмінієм – алітуванням, кремнієм – силіціюванням.

Цементації піддають сталі з малим (до 0,2%) вмістом вуглецю. Після цементації використовують гартування, внаслідок чого твердість поверхні досягає HRC 60...64 при твердості серцевини HRC 28...40.

Азотують, як правило, середньовуглецеві сталі із вмістом вуглецю 0,3...0,4%, які виключають легуючі елементи, здатні утворювати з азотом міцні нітриди, наприклад, сталі 40ХН2МА, 38Х2МКА, 30Х2Н2ВМФА та ін.

Процес азотування коштує дорого і потребує значно більше часу, ніж цементація. Так, для азотування деталей із сталі 38ХМКА на глибину 0,5 мм необхідно близько 70 годин, однак термічні деформації мінімальні і деталь не потребує чистової обробки. Азотування використовують для деталей, які мають ажурну конструкцію, наприклад, для вінців із внутрішніми зубцями.

Алюмінієві сплави. Для деяких марок алюмінієвих сплавів питомі показники міцності вищі, ніж для сталі. Сплави алюмінію мають високу корозійну стійкість, їх можна обробляти різанням і тиском, зварювати, паяти, ряд сплавів має добрі ливарні властивості.

За технологічними властивостями розрізняють сплави алюмінію, які виливаються або деформуються, а за основними компонентами - силуміни (в основному алюміній-кремій) та дюралюміній (в основному алюміній-мідь-марганець).

Сплави, які виливаються: АЛ2, АЛ4, АЛ5, АЛ7, АЛ8, АЛ9.

Сплави, що деформуються: Д1, Д16Т, В95, АК4, АК8.

Титан та його сплави. Мають високі міцність, в'язкість, малу шільність при високій корозійній стійкості. Деякі сплави титану, наприклад, ВТ6, ВТ8, ВТ9, ВТ14, ВТ15, ВТ16, можуть зміцнюватись шляхом термічної обробки.

Мідь та її сплави. Це насамперед бронзи та латуні.

Бронзою називають сплави міді з різними елементами, окрім цинку. В позначення марки бронзи входять букви Бр, а також такі позначення: А - алюміній, Б - берилій, З - залізо, К - кремій, Н - нікель, О - олово, Ф - фосфор. Бронзи мають хороші антифрикційні, антикорозійні та ливарні властивості. Вони використовуються для виготовлення підшипників з тертям ковзання та для інших антифрикційних пар.

Датуні - це ствари на основі мілі та цинку. Мають високі антикорозійні та антифрикційні властивості.

2.2. Критерії працездатності деталей машин

Працездатність деталей машин оцінюється певними критеріями. Найважливіші з них - міцність, жорсткість, зносостійкість, теплостійкість, вібростійкість.

Міцність при постійних напруженнях. Розрахунок деталей для нормальних напружень машин зводиться до виконання таких умов:

$$a) \sigma \leq [\sigma];$$

$$b) S = \frac{\sigma_{lim}}{\sigma_{max}} \geq [S];$$

$$в) [\sigma] = \frac{\sigma_{lim}}{[S]}.$$

Для дотичних напружень τ розрахунок аналогічний.

Для пластичних матеріалів приймаємо

$$\sigma_{lim} = \sigma_T, \quad \tau_{lim} = \tau_T.$$

Розрахунки виконуємо з умов відсутності пластичних деформацій.

Для крихких матеріалів приймаємо

$$\sigma_{lim} = \sigma_B, \quad \tau_{lim} = \tau_B.$$

Розрахунки виконуємо з умов відсутності руйнувань.

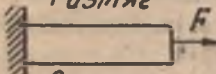
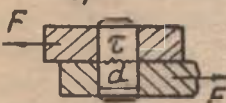
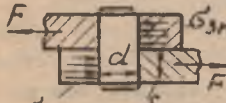
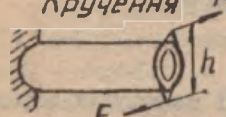
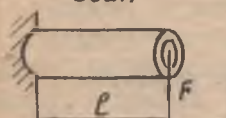
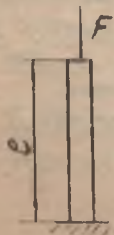
Допустимі коефіцієнти запасу міцності:

$[S] > 1,2 \dots 1,8$ - для пластичних матеріалів;

$[S] \geq 3$ - для крихких матеріалів.

Розрахункові напруження визначаємо методами опору матеріалів у небезначних перерізах деталей. У табл. 2.1 наведено розрахункові рівняння, які дозволяють визначити σ і τ для простих деформацій. Ці напруження називають номінальними.

При дії напружень згину або розтягу σ і кручення τ розрахунок здійснюємо за еквівалентними напруженнями:

Вид деформації	Розрахунки на міцність
Розтяг  Стиск	Площа $\sigma_p = \frac{F}{A_p} \leq [\sigma_p] \quad A_p = F / [\sigma_p]$
Зріз 	Площа $\tau_{зр} = \frac{F}{A_{зр}} \leq [\tau_{зр}] \quad A_{зр} = F / [\tau_{зр}]$ $A_{зр} = \pi d^2 / 4$
Зминання 	Площа $\sigma_{зм} = \frac{F}{A_{зм}} \leq [\sigma_{зм}] \quad A_{зм} = F / [\sigma_{зм}]$ $A_{зм} = d \cdot \delta$
Кручення 	Полярний момент опору $T = F \cdot h$ $\tau = \frac{T}{W_p} \leq [\tau] \quad W_p = T / [\tau]$ $W_p = 0,2 D^3 (1 - \alpha^4)$
Згин 	Особовий момент опору $M_{зг} = F \cdot l$ $\sigma_{зг} = \frac{M_{зг}}{W_{но}} \leq [\sigma_{зг}] \quad W_{но} = M_{зг} / [\sigma_{зг}]$ $W_{но} = 0,1 D^3 (1 - \alpha^4)$
Поздовжня стійкість 	Коефіцієнт запасу стійкості $S_c = F_{кр} / F \geq [S_c]$ $F_{кр} = \pi^2 E J_{\min} / (\mu l)^2;$ μ-коефіцієнт зведення довжини; $J_{\min}$-мінімальний момент інерції або $\sigma = F / A \leq [\sigma_c] = \varphi [\sigma];$ φ-коефіцієнт поздовжнього згину

$$\sigma_{екв} = \sqrt{\sigma^2 + \left(\frac{\sigma_T}{\tau_T}\right)^2 \tau^2} \leq [\sigma],$$

де $(\sigma_T/\tau_T)^2 = 4$ - для третьої теорії міцності;

$(\sigma_T/\tau_T)^2 = 3$ - для четвертої теорії міцності (гіпотеза питої потенціальної енергії формозмінювання).

Допустимі напруження $[\sigma] = \sigma_T/[S]$.

Міцність при змінних напруженнях. Більшість деталей машин працюють при змінних напруженнях. Змінні напруження характеризуються циклом напружень. Найчастіше зустрічаються цикли, показані на рис. 2.1, де а - симетричний, б - віднульовий, в - асиметричний цикли.

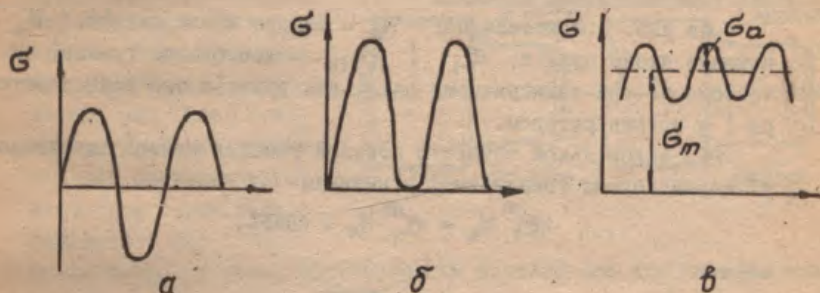


Рис. 2.1

Основні характеристики циклів:

$r = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}}$ - коефіцієнт асиметрії циклу;

амплітудні напруження

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2};$$

середні напруження

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2}.$$

Щоб оцінити опір матеріалу деталі до дії змінних напружень,



Рис. 2.2

ріалів (наприклад підшипникова сталь ШХ15) криві втоми не мають горизонтальної ділянки.

На рис. 2.2 позначено: N_0 — базове число циклів; N_K — поточне число циклів; σ_{-1} і σ_{-1K} — довгочасні границі витривалості при симетричному циклі для зразків без концентратора і з концентратором.

Із задовільною точністю похилий учасок кривої витривалості апроксимуємо (виражаємо) рівнянням

$$\sigma_K^m N_K = \sigma_{-1}^m N_0 = \text{const},$$

звідки

$$\sigma_K = \sigma_{-1} \sqrt[m]{\frac{N_0}{N_K}},$$

де m — показник степеня, $m = 6 \dots 20$ залежить від виду напружень, термообробки та ін.

Відношення $\frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{-1K}} = K_\sigma$ — ефективний коефіцієнт концентрації напружень (вибирають з таблиць довідників). Для дотичних напружень $K_\tau = 1 + 0,6(K_\sigma - 1)$.

Існує також теоретичний коефіцієнт концентрації напружень (рис. 2.3):

$$\alpha_\sigma = \frac{\sigma_{\max}}{\sigma_H},$$

де σ_H — номінальні напруження, які розраховуємо за формулами опору матеріалів; $\sigma_{\max}$ — максимальні напруження, які визнача-

проводимо випробування на витривалість, за даними яких будуюмо криві втоми (криві Велера) (рис. 2.2).

Горизонтальна ділянка кривої Велера відповідає довгочасній границі витривалості.

Для деяких мате-

ено методами теорії пружності або експериментально.

Ніж K_σ та α_σ має місце такий зв'язок:

$$K_\sigma = 1 + q_\sigma (\alpha_\sigma - 1),$$

де q_σ - коефіцієнт чутливості матеріалу деталі до концентрації напружень (звичайно $q_\sigma \approx 0,6 \dots 0,9$).

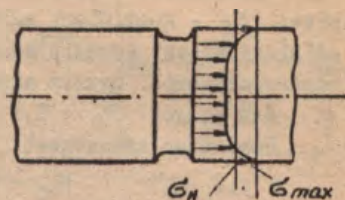


Рис. 2.3

Необхідно конструювати деталі так, щоб концентрація напружень була мінімальною. Наприклад, маємо деталь вал (рис. 2.4), концентрацію напружень в якому знижують вкріпленням перехідних радіусів. K_σ і K_τ

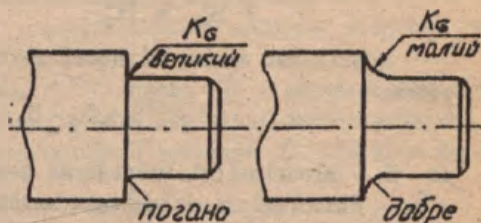


Рис. 2.4

можна зменшити також застосуванням наклепу або хіміко-термічної обробкою. У чому полягає ефект? Виникають залишкові напруження стиску, які складаються з робочими розтягуючими напруженнями і зменшують їх. При цьому необхідно пам'ятати, що втомні тріщини спричиняються напруженнями розтягу, а границя витривалості при розтягу нижча, ніж при стиску.

Причинює пошкодження деталей, які працюють при змінних напруженнях, є, як правило, втомне руйнування.

Тому основний розрахунок деталей у даному випадку полягає у визначенні коефіцієнта запасу втомної міцності.

У випадку одноосного розтягу або згину та кручення коефіцієнт втомної міцності визначаємо за формулами:

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D} \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m} \geq [S_\sigma]; \quad S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D} \tau_a + \psi_\tau \tau_m} \geq [S_\tau],$$

де $K_{\sigma D} = (K_\sigma / \epsilon + K_F - 1) / K_V$; $K_{\tau D} = (K_\tau / \epsilon + K_F - 1) / K_V$;

ε - коефіцієнт впливу абсолютних розмірів поперечного перерізу; K_F - коефіцієнт впливу шорсткості поверхні; K_V - коефіцієнт впливу методів зміцнення; ψ_σ і ψ_τ - коефіцієнт впливу асиметрії циклів напружень.

Для сталей $\psi_\sigma = 0,1 \dots 0,2$, $\psi_\tau = 0,5 \psi_\sigma$.

Приблизно визначаємо

$$K_\tau = 1 + 0,6(K_\sigma - 1).$$

При сумісній дії нормальних та дотичних напружень

$$S = \frac{S_\sigma S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} \geq [S] = 1,3 \dots 1,5.$$

Коефіцієнт запасу міцності знаходимо диференціальним методом:

$$S = S_1 \cdot S_2 \cdot S_3,$$

де S_1 - вірогідність визначення напружень ($S_1 = 1 \dots 1,5$);

S_2 - однорідність механічних властивостей матеріалу ($S_2 = 1,2 \dots 1,5$); S_3 - вимоги безпеки ($S_3 = 1 \dots 1,5$).

Жорсткість - це здатність деталей чинити опір зміні форми під дією навантажень. У багатьох випадках остаточні розміри деталей беруть не за умовами міцності, а за умовами жорсткості.

Похідну від силового фактора по відповідному переміщенню називають коефіцієнтом жорсткості:

$$C = \frac{1}{\lambda} = \frac{dF}{d\delta}; \quad C_\varphi = \frac{1}{\lambda_\varphi} = \frac{dT}{d\varphi},$$

де F - сила; T - крутільний момент; λ - коефіцієнт податливості; δ - лінійне переміщення; φ - кутове переміщення (закрутка стержня).

Розглянемо визначення жорсткості для основних деформацій.

І. Стиск - розтяг. Закон Гука $\delta = \frac{F \cdot \ell}{E \cdot A}$.

Якщо $F = 1$, то $\frac{\ell}{E \cdot A} = \lambda$ - коефіцієнт податливості,

тобто деформація, яку спричинила одинична сила.

Зворотна величина $C = \frac{1}{\lambda} = \frac{E \cdot A}{\ell}$ - коефіцієнт жорсткості,

тобто сила, яка спричиняє одиничну деформацію.

2. Згин. Максимальний прогин балки (рис. 2.5)

$$y_{\max} = \frac{F \cdot \ell^3}{K E J}$$

При $F = 1$

$$C = \frac{K E J}{\ell^3} - \text{коефіцієнт жорсткості балки на згин.}$$

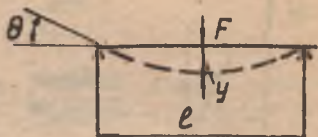


Рис. 2.5

де K - коефіцієнт, що залежить від розташування опор та характеру навантажень, J - момент інерції перерізу відносно головної центральної осі.

На рис. 2.5 позначено: F - сила; ℓ - відстань між опорами балки; θ - кут повороту вала внаслідок його деформації.

3. Кручення. Кут закрутки вала довжиною ℓ під дією крутильного моменту T

$$\varphi = \frac{T \cdot \ell}{G \cdot J_p}$$

При $T = 1$

$$C_\varphi = \frac{G \cdot J_p}{\ell} - \text{коефіцієнт жорсткості при крученні,}$$

де $G = \frac{E}{2(1+\mu)}$ - модуль зсуву; J_p - полярний момент інерції перерізу вала; μ - коефіцієнт Пуассона.

Розрахунок на жорсткість зводиться до виконання умов:

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

Вказані величини визначаються відомими методами опору матеріалів.

Зносостійкість. Знос (спрацювання) являє собою поступове зменшення розмірів деталей внаслідок тертя.

Приблизно 85% деталей виходять із ладу через спрацювання.

Побудуємо графік залежності інтенсивності спрацювання U від часу t (рис. 2.6). На цьому графіку виділимо три етапи

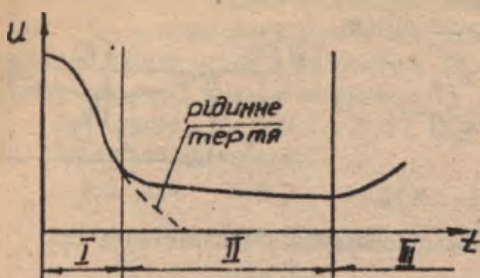


Рис. 2.6

спрацювання: І - період прикріплення, пов'язаний із полисками виготовлення, деформаціями та вигладжуванням мікронерівностей; ІІ - період усталеного спрацювання; ІІІ - період інтенсивного (катастрофічного) спрацювання. Внаслідок зміни

розмірів, форми та появи додаткових зазорів на деяких ділянках контакту можуть виникнути підвищений тиск або порушення умов змащення, і тому інтенсивність спрацювання зростає.

Для зменшення спрацювання необхідно:

- 1) використовувати рідинне тертя;
- 2) зменшувати $[p]$ і $[pv]$ у контактї, де p - питомий тиск; v - швидкість;

- 3) застосовувати зносостійкі покриття.

Теплостійкість. У результаті нагрівання можуть виникнути такі шкідливі явища:

- 1) зменшення несучої здатності деталей внаслідок зниження механічних характеристик (σ_T , σ_B , σ_{-1} та ін.);

- 2) розрив мастильного шару внаслідок зниження в'язкості мастила та поява металічного контакту (заїдання);

- 3) зміна зазорів у рухомих з'єднаннях, наприклад у підшипниках кочення;

- 4) зниження точності внаслідок температурних деформацій.

Вібростійкість. Вібростійкість - здатність конструкції працювати без недопустимих коливань.

3. НАДІЙНІСТЬ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Надійність деталей машин - це здатність виробів зберігати працездатність протягом заданого часу.

Втрату працездатності виробу називають відказом.

Основні характеристики надійності:

1. Імовірність безвідказної роботи

$$P(t) = \frac{N_0 - N_t^{\text{відк}}}{N_0} = 1 - \frac{N_t^{\text{відк}}}{N_0} = 1 - F(t),$$

де N_0 - загальна кількість деталей; $N_t^{\text{відк}}$ - кількість деталей, що відказали за час t ; $F(t)$ - імовірність відказу за час t .

Тоді $P(t) + F(t) = 1$.

Імовірність безвідказної роботи системи при послідовному з'єднанні елементів дорівнює добутку імовірностей безвідказної роботи елементів:

$$P_c(t) = P_1(t) \cdot P_2(t) \cdots P_n(t) = \prod_1^n P_i(t).$$

Тому надійність складних систем виходить низькою, наприклад: якщо 10 елементів мають однакову імовірність безвідказної роботи $P_{\omega} = 0,97$, то $P_c(t) = 0,97^{10} \approx 0,74$, тобто практично система непрацездатна.

Іноді неможливо підняти надійність машини за рахунок надійності окремих елементів. Тоді використовують резервування, тобто паралельне з'єднання елементів.

У цьому випадку імовірність безвідказної роботи системи

$$P_c(t) = 1 - \prod_1^n F_i(t),$$

або

$$P_c(t) = 1 - \prod_1^n (1 - P_i(t)).$$

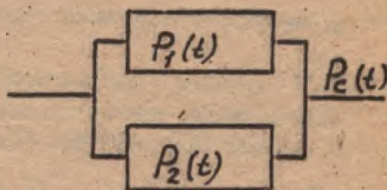


Рис. 3.1

Наприклад, маємо систему із двох елементів (рис. 3.1). Імовірність безвідказної роботи яких

$$P_i(t) = P_1(t) = P_2(t) = 0,9; \quad F_i(t) = F_1(t) = F_2(t) = 0,1.$$

Тоді $P_c(t) = 1 - (1 - 0,9)^2 = 0,99$, тобто надійність зростає.

2. Інтенсивність відказів. Це число відказів, яке припадає на одиницю часу.

Для розглянутого (певного) моменту часу інтенсивність відказів

$$\lambda(t) \approx \frac{\Delta N_t^{\text{відк}}}{N_t \Delta t},$$

де $\Delta N_t^{\text{відк}}$ — число об'єктів, що відказали в інтервалі часу від t до Δt ; $N_t = N_0 - N_t^{\text{відк}}$.

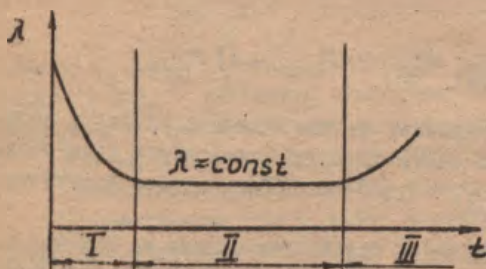


Рис. 3.2

інтенсивність відказів характеризується таким графіком надійності (рис. 3.2), на якому виділяють три періоди.

Період I має підвищену інтенсивність відказів через похибки виготовлення (дефекти виробництва).

Період II — період нормальної експлуатації, в якому відкази мають випадковий характер.

Період III — період втомних та зносових відказів. Внаслідок нагромадження втомних пошкоджень, спрацювання, старіння за I та II періоди інтенсивність відказів зростає.

Для періоду нормальної експлуатації

$$P(t) = e^{-\lambda t},$$

де e — основа натурального логарифма.

Це означає, що надійність зменшується із збільшенням часу роботи за експоненціальним законом (рис. 3.3).

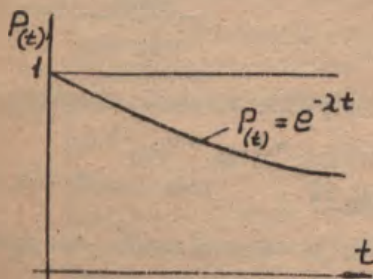


Рис. 3.3

Шляхи підвищення надійності:

1. Використання високоміцних матеріалів і зміцнюючої технології.

2. Підвищення яносостійкості.

3. Застосування резервування.

4. МЕХАНІЧНІ ПЕРЕДАЧІ

Механічними передачами називають механізми, які служать для передачі енергії на відстань з перетворенням швидкості та моменту.

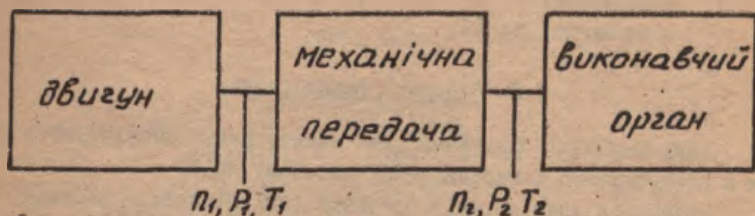


Рис. 4.1

Навіщо потрібні механічні передачі? Розглянемо схему простого привода (рис. 4.1). Відомо, що якщо двигун виконати тихохідним, то він буде важким і громіздким. Тому вигідно використовувати швидкохідні двигуни та механічні передачі з великим передаточним відношенням і ККД.

Основні характеристики силових механічних передач: передаточне відношення i , потужність P , кВт, крутільний момент T , Н·м, коефіцієнт корисної дії η . Передаточне відношення $i = \frac{n_1}{n_2}$, де n - частота обертів, хв^{-1} .

Крутільний момент на швидкохідному валу

$$T_1 = 9550 \frac{P_1}{n_1}$$

Крутільний момент на тихохідному валу

$$T_2 = T_1 \cdot i \cdot \eta$$

Тут $\eta = \frac{P_2}{P_1}$, де $P_2 = P_1 \cdot \eta$.

Механічні передачі поділяють на дві основні групи:

1. Передачі, які використовують тертя:

- пасові;
- фрикційні;
- хвильові фрикційні.

2. Передачі зачепленням:

- гвинт-гайка;
- зубчасті;
- черв'ячні;
- хвильові;
- ланцюгові та ін.

4.1. Передачі гвинт-гайка

Такі передачі призначені для перетворення обертального руху в поступальний і навпаки (при високому ККД).

Найбільше використання одержали такі різновиди передач гвинт-гайка:

- 1) гвинт-гайка з нарізкою ковзання;
- 2) кульково-гвинтова;
- 3) планетарна ролико-гвинтова;
- 4) хвильова гвинтова.

4.1.1. Передача гвинт-гайка з нарізкою ковзання

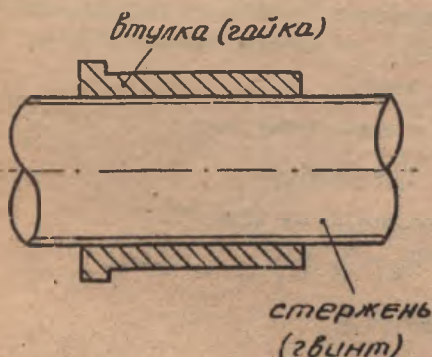


Рис. 4.2

Основними деталями гвинтової передачі з нарізкою ковзання є циліндричний стержень із зовнішньою нарізкою (гвинт) і втулка із внутрішньою нарізкою (гайка) (рис.4.2).

Нарізки ковзання бувають такі: 1 - метрична, 2 - трапецеїдальна, 3 - упорна, 4 - прямокутна та ін. (рис. 4.3).

Основні параметри нарізки розглянемо на прикла-

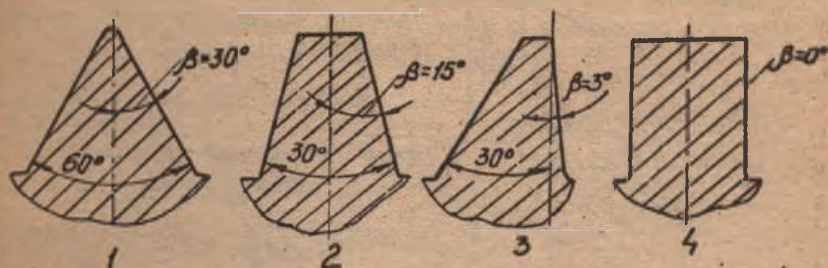


Рис. 4.3

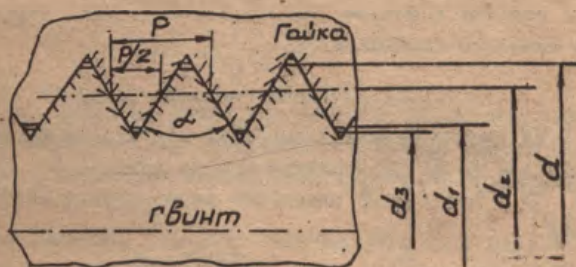


Рис. 4.4

ді метричної нарізки. Покажемо теоретичний (трикутний) і фактичний профілі нарізки (рис. 4.4), де d - зовнішній діаметр, що є номінальним діаметром нарізки; d_2 - середній діаметр нарізки, на якому ширина западини дорівнює товщині витка нарізки; d_1 - внутрішній діаметр нарізки, що є діаметром вершин внутрішньої нарізки; α - кут профілю; P - крок нарізки; n - число заходів нарізки; $P \cdot n$ - хід нарізки, для однозахідної нарізки її хід - P .

Розкрутимо гвинтову лінію по середньому діаметру (рис. 4.5).

Позначимо ψ як кут підйому нарізки по середній гвинтовій лінії:

$$\operatorname{tg} \psi = Pn / \pi d_2.$$

Усі нарізки та передачі гвинт-гайка в цілому оцінюють за

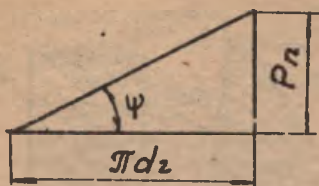


Рис. 4.5

такими параметрами: ККД, міцність, технологічність, златність до довгочасної експлуатації.

$$\text{ККД дорівнює } \eta = \frac{\operatorname{tg} \psi}{\operatorname{tg} (\psi + \varphi')}$$

де φ' - зведений кут тертя.

$$\text{Зведений кут тертя } \varphi' =$$

$$= \operatorname{arctg} \frac{f}{\cos \beta}, \text{ де } f - \text{коєфі-}$$

цієнт тертя; β - кут нахилу робочої грані нарізки.

Найбільший ККД має прямокутна нарізка, найменший - метрична.

У нарізці ковзання $\eta = 0,2 \dots 0,4$. Такі нарізки в більшості випадків самогальмівні.

4.1.2. Кульково-гвинтова передача

У кульково-гвинтовій передачі між нарізкою гвинта та гайки знаходяться проміжні елементи-кульки (рис. 4.6). ККД такої нарізки $\eta = 0,9 \dots 0,96$ внаслідок використання коефіцієнта тертя ковчання.

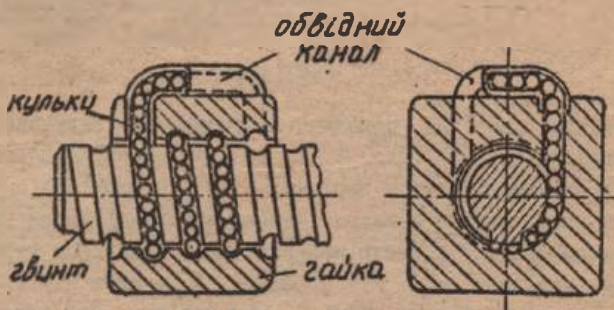


Рис. 4.6

При обертах гвинта кульки перекочуються в канавках гвинта та гайки. Вони циркулюють у замкнутому контурі 1-3 витків нарізки. Виходячи з нарізки кульки повертаються у вихідне положення по обвідних каналах.

У кульково-гвинтових передачах одержали поширення такі профілі нарізки: налівкруглий; арочний з двоточковим контактом; арочний з чотириточковим контактом (рис. 4.7).

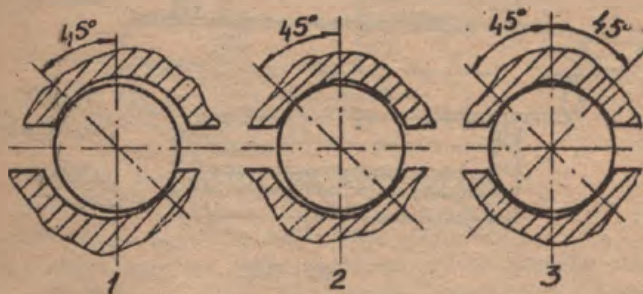


Рис. 4.7

Недоліками кульково-гвинтової передачі є низька технологічність, відсутність самогальмування та низькі оберти гвинта, які обмежуються швидкістю переміщення кульок по обвідному каналу.

Кульково-гвинтові передачі виготовляють із сталей ШХ15, ШХ15СТ і цементованих сталей, наприклад І2ХН3А, при HRC 60...65. Їх використовують у системах керування літаків, верстатів із ЧПУ, роботах та ін.

4.1.3. Планетарна роliko-гвинтова передача

Планетарна роliko-гвинтова передача за конструкцією подібна до роlikового підшипника кочення (рис. 4.8). Вона містить у собі гвинт і гайку з багатозахідною трикутною нарізкою. Між гвинтом і гайкою розміщені ролики-сателіти. Нарізка роликів випукла.

При обертанні гвинта ролики під дією сил тертя здійснюють планетарний рух. Гайка разом з роликами переміщується вздовж осі гвинта.

ККД такої передачі $\eta = 0,7 \dots 0,9$. Нарізка не є самогальмівною, має вищу, порівняно з кульково-гвинтовою передачею, навантажувальну здатність і жорсткість внаслідок великого числа

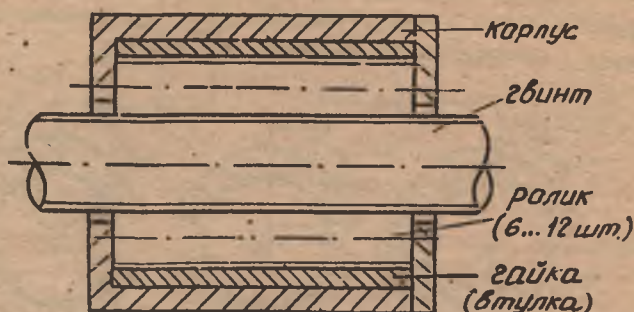


Рис. 4.8

точок контактів, а також більшу швидкохідність.

Гвинт виготовляють із хромонікелевих сталей, наприклад 40ХН2МА, при HRC 40...50, гайку та ролик - із сталей ШХ15, ШХ15Г при HRC 57...62. Планетарні ролик-гвинтові передачі використовують у системах керування літаків і роботів.

4.1.4. Хвильова гвинтова передача

Хвильова гвинтова передача є подальшим розвитком передачі гвинт-гайка.

Вона також містить у собі гвинт і гайку з нарізкою. Відмінна полягає в тому, що у хвильовій гвинтовій передачі гвинт або гайка являють собою гнучкий елемент, а передача споряджена новим елементом - генератором хвиль деформації. При цьому перетворення руху здійснюється в результаті деформування гнучкого елемента генератором хвиль.

Покажемо схему хвильової передачі гвинт-гайка з жорсткою гайкою (рис. 4.9).

Передача містить у собі гнучкий гвинт, виконаний у вигляді тонкостінної оболонки, жорстку гайку та генератор хвиль, розташований всередині гвинта.

Гнучкий гвинт має середній діаметр нарізки, менший приблизно на дві висоти профілю, ніж середній діаметр жорсткої гайки. Нарізка гвинта вводиться у взаємодію з нарізкою гайки шляхом деформування гвинта генератором хвиль, і гвинт одержує

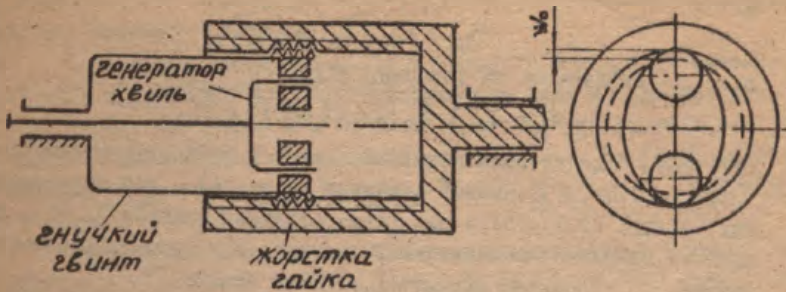


Рис. 4.9

еліптичну форму. Величина радіальної деформації - Ψ_0 . Контакт нарізок гвинта та гайки здійснюється по великій осі еліпса. При обертах генератора хвиль через деформування гнучкого гвинта та за рахунок різниці довжин периметрів гвинта та гайки відбувається перетворення руху. Хвильову гвинтову передачу найчастіше використовують для опертяння дуже малих і точних осювих перемішень. ККД її дуже низький - приблизно 0,1.

4.1.5. Розрахунки передач гвинт-гайка

У передачах гвинт-гайка розраховують, як правило, гвинт і нарізку.

Гвинт розраховуємо на стиск (розтяг) і поздовжню стійкість від осової сили F_a . Розрахунок нарізки залежить від типу передачі гвинт-гайка.

Внутрішній діаметр нарізки з умови міцності гвинта на стиск:

$$\sigma = \frac{\beta F_a}{A} \leq [\sigma] \rightarrow d_1 = \sqrt{4\beta F_a / (\pi[\sigma])},$$

де $[\sigma] = \sigma_T / S$ - допустимі напруження; σ_T - границя текучості; $S = 2 \dots 3$ - коефіцієнт запасу міцності при статичному навантаженні, при позацентровому прикладанні навантажень $S = 4 \dots 5$; $\beta = 1,1 \dots 1,3$ - коефіцієнт, що враховує дію крутильних моментів гвинтової пари та п'яти опору.

Внутрішній діаметр нарізки з умови поздовжньої стійкості:

$$S_y = F_{кр} / F_a \geq [S_y],$$

де $F_{кр}$ визначають за формулою Ейлера

$$d_1 = 1,2 \sqrt[4]{F_a [S_y] (\mu l)^2 / E}.$$

Тут $[S_y]$ - допустимий коефіцієнт запасу стійкості (звичайно $[S_y] = 2,5 \dots 5,0$, менші значення ($2,5 \dots 4$) - для вертикальних, більші ($3,5 \dots 5$) - для горизонтальних гвинтів)); μ - коефіцієнт зведення довжини, який залежить від умов закріплення гвинта; l - довжина стиснутої ділянки гвинта.

У передачах із нарізкою ковзання часто визначають діаметр гвинта і з третьої умови - допустимого питомого тиску в нарізці. Остаточню приймаємо найбільший діаметр нарізки гвинта, одержаний з трьох умов. Потім знаходимо число витків нарізки та теж із трьох умов: питомого тиску (обмеження спрацювання нарізки), згину, зрізу витків.

В інших передачах гвинт визначаємо аналогічно, але нарізку розраховуємо на контактну міцність.

Більш докладно конструкції передач гвинт-гайка та їхні розрахунки викладено в навчальному посібнику [8].

4.2. Фрикційні передачі

Фрикційні передачі - це передачі, в яких рух від ведучої ланки до веденої передається силами тертя.

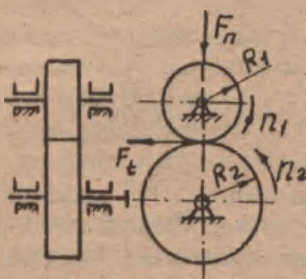


Рис. 4.10

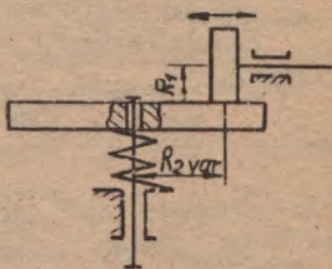


Рис. 4.11

Фрикційні передачі поділяють на дві групи: передачі нерегульовані, або просто фрикційні передачі, які мають постійне передаточне відношення (рис. 4.10); передачі регульовані, або

варіатори, які дозволяють безступінчасте регулювання передаточного відношення (рис. 4.II).

Сили тертя виникають у місці контакту фрикційних елементів під дією сили F_n , яка їх притискає один до одного (див. рис. 4.IO). При цьому між коловою силою F_t та силою тертя F мусить додержуватися співвідношення $F_t \leq F$. Для фрикційної передачі з циліндричними котками $F = F_n \cdot f$, де f - коефіцієнт тертя.

У фрикційній передачі з гладкими циліндричними котками передаточне відношення $i = n_1/n_2 = R_2/[R_1(1-\epsilon)]$, передаточне число $u = R_2/R_1$, де $\epsilon = 0,01 \dots 0,03$ - коефіцієнт ковзання. Передаточне відношення варіатора (див. рис. 4.II)

$$i = n_1/n_{2var} = R_{2var}/(R_1(1-\epsilon)).$$

Для надійності зчеплення котків та з метою запобігання їх буксування приймаємо

$$F_n = \frac{K F_t}{f},$$

де K - запас зчеплення; $K = 1,25 \dots 1,5$ - для силових передач, $K = 3$ - для передач приладів.

Коефіцієнт тертя у фрикційних передачах має для різних випадків такі значення: сталь по сталі в маслі - $f = 0,04 \dots 0,05$; сталь по сталі або чавуну без змащення - $f = 0,15 \dots 0,20$; сталь по текстоліту або фібрі без змащення - $f = 0,2 \dots 0,3$.

При коефіцієнті тертя $f = 0,1$ і запасі зчеплення $K = 1,4$ за прийнятою формулою одержимо, що сила притискування котків $F_n = 14 F_t$. Для порівняння нормальна сила в зачепленні зубчастих передач $F_n \approx 1,07 F_t$.

Переваги фрикційних передач:

- простота конструкції;
- плавність та безшумність роботи;
- можливість безступінчастого регулювання передаточного

відношення.

Недоліки фрикційних передач:

- великі навантаження на вали та підшипники;
- несталість передаточного відношення;
- порівняно низький ККД (0,8...0,95).

Основне використання фрикційні передачі мають у безступінчастих варіаторах. У більшості фрикційних передач та варіаторів потужність, яка передається, – не більше 20 кВт. Відомі конструкції, що передають кілька сот кіловат.

4.2.1. Ковзання у фрикційних передачах

На робочих поверхнях фрикційних елементів виникає ковзання, різновиди якого такі: буксування, пружне і геометричне ковзання.

Буксування настає при перевантаженнях, коли не додержується умова $F_t < F$. Тому при проектуванні приймаємо достатній запас зчеплення K .

Пружне ковзання пов'язано з пружними деформаціями в зоні контакту. Первинний контакт по лінії або в точці переходить під навантаженням у контакт по деякій площадці. Рівність колонових швидкостей додержується на точках однієї лінії. В усіх інших точках виникає ковзання.

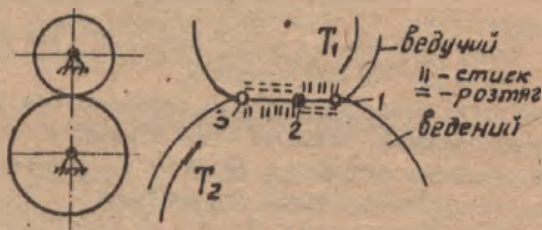


Рис. 4.12

Виникнення пружного ковзання розглянемо на фрикційній передачі, яка складається з двох котків (рис. 4.12). На ділянці 1-2 на ведучому елементі волокна стиснуті, на веденому – розтягнуті, на ділянці 2-3 – навілаки. Виникає контакт укорочених і позовжнених поверхонь, що спричиняє до ковзання.

Геометричне ковзання виникає через нерівність швидкостей у точках контакту.

Розглянемо лобову передачу (рис. 4.13). Швидкість V_1 ролика постійна, швидкість диска V_2 пропорційна радіусу. Швидкості V_1 і V_2 збігаються тільки в одній точці, тут ковзання

ент відносного ковзання

$\varepsilon = 0$. На рашті точок спостерігається ковзання із швидкістю $V_{\text{кобз}}$, тут

$$\varepsilon = \frac{V_1 - V_2}{V_1}$$

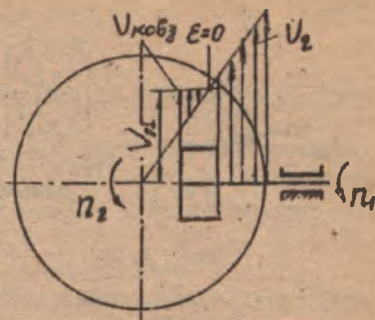


Рис. 4.13

4.2.2. Види руйнування фрикційних передач

І. Втомне викривування (п'ітінг). Характерне для передач, що працюють при рідинному змащуванні. В місцях контакту роликів виникають нормальні та дотичні напруження (рис. 4.14). Ці напруження є змінними (рис. 4.15): $Z = 0,78 \sigma_H$; $\tau_{H \max} = 0,3 \sigma_H$; $\tau_{H \text{ поверх}} = 0,2 \sigma_H$.

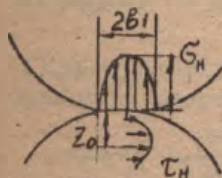


Рис. 4.14

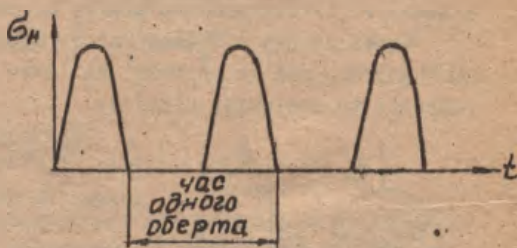


Рис. 4.15

Контактну задачу теорії пружності вперше вирішував Герц (H. Herz, 1881 р.), ім'ям якого позначені контактні напруження.

Якщо $\sigma_H > [\sigma_H]$, то на поверхні роликів з'являються втомні мікротріщини, розташовані під деяким кутом до поверхні (вплив сил тертя).



Рис. 4.16

Потрапляючи в ці мікротріщини в зоні контакту, мастило, стиснуте в малому об'ємі, спричиняє розклинюючу дію. Тріщина розширюється – і шматочок металу відколюється (викришується) (рис. 4.16).

2. Спрацювання. Спостерігається в передачах, що працюють без змащення.

3. Заїдання (задири поверхні). Це руйнування пов'язано з буксуванням.

Усі перелічені руйнування залежать від величини контактних напружень σ_H .

4.2.3. Розрахунок фрикційних передач за контактними напруженнями

Контактні напруження у фрикційному контакті визначаємо за формулами Герца.

Розрізняють два випадки початкового стикання фрикційних елементів: 1) стикання по лінії; 2) стикання в точці.

Через велику різноманітність форм котків, кожна пара яких має свій введений радіус кривини, не існує загальної формули для розрахунків на контактну міцність.

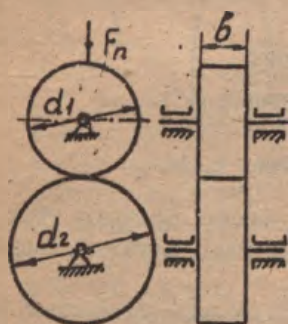


Рис. 4.17

Початкове стикання по лінії

(рис. 4.17). Контактні напруження знаходимо за формулою

$$\sigma_H = Z_E \sqrt{\frac{W_H}{\rho_{\Sigma} b}} \leq [\sigma_H],$$

де

$$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi \left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right)}}$$

коефіцієнт, який враховує механічні властивості матеріалів зубців; E_1 ,

E_2 - модулі пружності матеріалів котків; ν_1 , ν_2 - коефіцієнти Пуассона;

$W_n = \frac{K \cdot F_n}{b}$ - нормальне навантаження на одиницю довжини контактних ліній; F_n - нормальна сила стиску фрикційних роликів (котків); b - довжина контактної лінії; ρ_{3b} - зведений радіус кривини, який визначаємо із формули зведеної кривини:

$$\frac{1}{\rho_{3b}} = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2} = \frac{2}{d_1} \pm \frac{2}{d_2}.$$

Знак "+" або "-" залежить від контакту - зовнішнього чи внутрішнього: зовнішній контакт - "+", внутрішній - "-".

Для передачі (див. рис. 4.17)

$$\frac{1}{\rho_{3b}} = \frac{2}{d_1} \pm \frac{2}{d_2} = \frac{2}{d_1} \left(\frac{u \pm 1}{u} \right),$$

тому що

$$d_2 = d_1 u.$$

Після підстановок у формулу Герца одержимо

$$\sigma_H = Z_E \sqrt{\frac{4 T_1 K}{f d_1^3 \psi_b} \frac{u \pm 1}{u}}, \quad (4.1)$$

де

$$\psi_b = \frac{b}{d_1} = 0,2 \dots 0,4.$$

Формулу (4.1) використовуємо для перевірних розрахунків. У проектному розрахунку знаходимо d_1 з формули (4.1):

$$d_1 = \sqrt[3]{4 Z_E^2 \frac{T_1 K}{f \psi_b [\sigma_H]^2} \frac{u \pm 1}{u}}.$$

Початкове стикання в точці. При початковому стиканні фрикційних елементів у точці (дві кулі, куля та площина і т.ін.) (рис. 4.18) контактні напруження визначаємо за формулою

$$\sigma_H = 0,388 \sqrt{\frac{F_n E_{нд}}{\rho_{3b}}} \leq [\sigma_H],$$



де $E_{\text{пр}} = \frac{2E_1 E_2}{E_1 + E_2}$ - зведений модуль пружності;

$\frac{1}{\rho_{\Sigma\delta}} = \frac{1}{R_1} \pm \frac{1}{R_2}$ - зведений радіус кривини.

Рис. 4.18

4.2.4. Матеріали та допустимі напруження для фрикційних передач

Основні вимоги до матеріалів фрикційних елементів:

1. Значні зносостійкість і поверхнева міцність.
2. Високий коефіцієнт тертя.
3. Великий модуль пружності, щоб площадка контакту була мінімальною для запобігання втрат на ковзання.

Найчастіше використовуються такі пари:

1. Загартована сталь по загартованій сталі. Такі матеріали працюють у мастилi. При цьому габаритні розміри мінімальні, а ККД максимальний. Але виникає потреба у високій точності виготовлення. Найбільш придатні підшипникові сталі ШХ15 та ін., а також леговані цементовані сталі 18ХГТ, 20ХНЗА та ін. при HRC 60...65.

2. Сталь-пластмаса. Точність виготовлення елементів нижча, ніж у сталевих. Працюють без змащення. Коефіцієнт тертя максимальний. Але ККД нижчий, а габаритні розміри більші порівняно зі сталевими.

3. Пресований асбест, гумотканинні матеріали та кожа. Використовуються як обкладки фрикційних котків.

Допустимі напруження для загартованих до HRC > 60 сталей: при початковому контакті по лінії $[\sigma_H] = 800...1200$ МПа; при початковому контакті в точці $[\sigma_H] = 2000...3000$ МПа.

Для текстоліту без змащення при контакті по лінії $[\sigma_H] = 80...100$ МПа.

4.2.5. Фрикційні варіатори

Умовно всі варіатори можна поділити на дві групи: 1) прості варіатори, з безпосереднім контактом ведучої та веденої ла-

нок; 2) варіатори з проміжними ланками.

Варіатори в основному характеризуються ККД, потужністю, яка може передаватися, і діапазоном регулювання.

До першої групи відносяться лобові варіатори (див. рис. 4.11), дискові варіатори (рис. 4.19) та ін.

Лобові варіатори використовуються для малих навантажень у гвинтових пресах, приладах і т.д. Діапазон регулювання $\Delta < 3$.

Дискові варіатори передають значні потужності до 400 кВт) за рахунок великого числа контактів. Незважаючи на те, що дисків багато, завдяки їх малій товщині дисковий варіатор має компактку конструкцію. Його ККД $\eta = 0,85 \dots 0,9$, діапазон регулювання $\Delta < 4$.

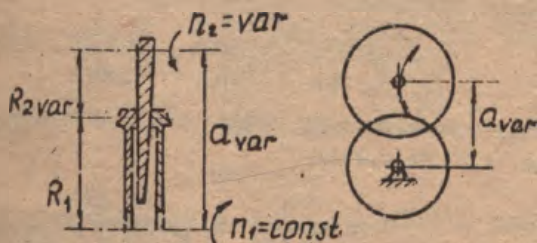


Рис. 4.19

Прикладами варіаторів з проміжними ланками є кульковий (рис. 4.20) і торцевий (рис. 4.21) варіатори.

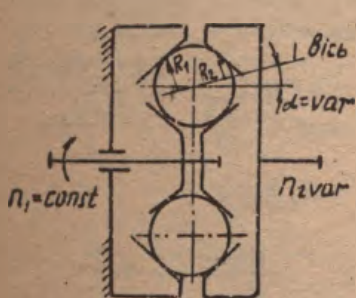


Рис. 4.20

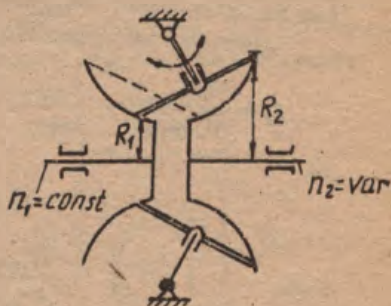


Рис. 4.21

Кульковий варіатор має ККД $\eta = 0,8 \dots 0,85$, передає потужність до $P = 7$ кВт, його діапазон регулювання $\Delta = 10 \dots 12$.

Торовий варіатор має порівняно високий ККД $\eta = 0,95$, використовується при потужностях $P < 20$ кВт, його діапазон регулювання $\Delta = 3 \dots 6,25$.

Передаточні відношення простих варіаторів, показаних на схемах (див. рис. 4.11 і 4.19):

$$i = \frac{n_1}{n_{2\text{var}}} = \frac{R_{2\text{var}}}{R_1(1-\varepsilon)};$$

$$i_{\text{max}} = \frac{n_1}{n_{2\text{min}}} = \frac{R_{2\text{max}}}{R_1(1-\varepsilon)}; \quad i_{\text{min}} = \frac{n_1}{n_{2\text{max}}} = \frac{R_{2\text{min}}}{R_1(1-\varepsilon)}.$$

Характерним для них є $R_1 = \text{const}$ і $R_2 = \text{var}$.

Діапазон регулювання цих варіаторів

$$\Delta = \frac{n_{2\text{max}}}{n_{2\text{min}}} = \frac{i_{\text{max}}}{i_{\text{min}}} = \frac{R_{2\text{max}}}{R_{2\text{min}}}.$$

Передаточне відношення варіаторів з проміжними ланками (див. рис. 4.20 та 4.21):

$$i = \frac{n_1}{n_{2\text{var}}} = \frac{R_{2\text{var}}}{R_{1\text{var}}(1-\varepsilon)};$$

$$i_{\text{max}} = \frac{n_1}{n_{2\text{min}}} = \frac{R_{2\text{max}}}{R_{1\text{min}}(1-\varepsilon)}; \quad i_{\text{min}} = \frac{n_1}{n_{2\text{max}}} = \frac{R_{2\text{min}}}{R_{1\text{max}}(1-\varepsilon)}.$$

Для них характерні $R_{1\text{var}}$ і $R_{2\text{var}}$.

Діапазон регулювання цих варіаторів

$$\Delta = \frac{n_{2\text{max}}}{n_{2\text{min}}} = \frac{i_{\text{max}}}{i_{\text{min}}} = \frac{R_{2\text{max}}}{R_{1\text{min}}(1-\varepsilon)} \cdot \frac{R_{1\text{max}}(1-\varepsilon)}{R_{2\text{min}}},$$

де

$$R_{1\text{max}} = R_{2\text{max}}.$$

Отже,

$$\Delta = \frac{R_{2\text{max}}^2}{R_{2\text{min}}^2}, \quad \frac{R_{\text{max}}}{R_{\text{min}}} = \sqrt{\Delta}.$$

4.3. Зубчасті передачі (ЗП)

4.3.1. Типи зубчастих передач

Циліндричні ЗП. Це передачі з паралельними валами (рис. 4.22).

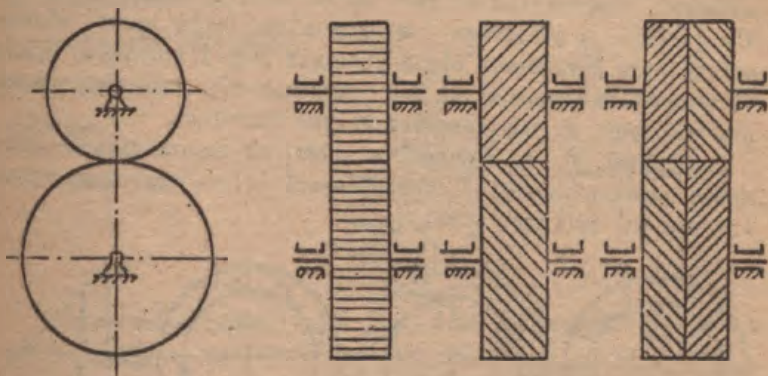


Рис. 4.22

Розрізняють прямозубчасті, косозубчасті та шевронні циліндричні ЗП.

Косі зубці підвищують навантажувальну здатність і плавність роботи зубчастої передачі, що знижує габаритні розміри та масу. Звичайно у них $\beta = 8 \dots 18^\circ$. Але вони мають суттєві недоліки. В цих передачах з'являються осьові сили, які залежать від кута β . Чим більше кут β , тим більше осьова сила F_a . При цьому додатково навантажуються опори та корпуси. Тому перевага

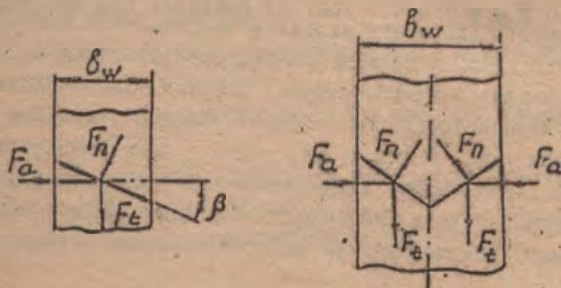


Рис. 4.23

віддається шевронним зубцям, бо в них осьові сили врівноважуються (рис. 4.23). При цьому використовують $\beta = 25 \dots 40^\circ$.

У загальному машинобудуванні застосовується приблизно 30% косозубчастих передач, і частка їх зростає. В редукторах і приводах авіаційних виробів приблизно 97% циліндричних коліс є прямозубими. Пояснюється це тим, що технологія точних зубчастих коліс складна, а косозубих – ще складніша. Окрім цього, підвищені осьові сили потребують більш складних опор і корпусів. Прямозубі колеса, виготовлені за 5-м ступенем точності, мають виду, ніж косозубі, питому навантажувальну здатність.

Конічні ЗП. Це передачі з осями, що перетинаються. Розрізняють прямозубасті (а), косозубасті (б), з круговими зубцями (в) конічні ЗП (рис. 4.24).

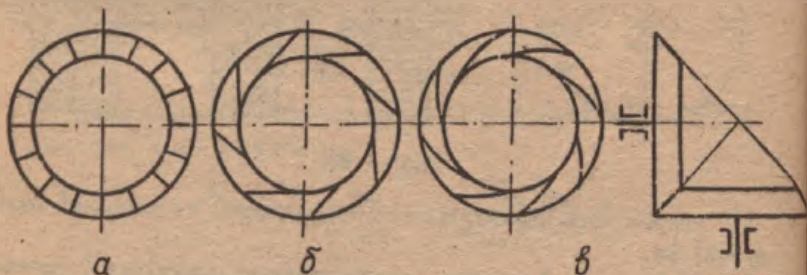


Рис. 4.24

Порівняно з циліндричними колесами навантажувальна здатність конічних коліс нижча, тому що складно домогтися точного прилягання зубців, а пята контакту, як правило, зм'щене.

П р а в и л о. Там, де можливо, конічні колеса не використовують (перенагу віддають циліндричним ЗП).

Водночас у техніці їх застосовують дуже широко через умови компоновки: в гелікоптерах, роботах, автомобілях та ін.

Використовуються конічні колеса з прямими та круговими зубцями (рис. 4.24, а, в), зараз – частіше з останніми, бо вони мають більш високу навантажувальну здатність і технологічність. В авіації з усіх змонтованих конічних коліс – 50% з круговими зубцями, швидкохідні та важконавантажені – тільки з такими зубцями.

Гвинтові та гіпоїдні ЗП. Це передачі з перехресними осями валів, тобто осі перехрещуються (рис. 4.25) Зубці мають точко-

вий контакт.

В цих передачах має місце загальний недолік: підвищене ковзання в зачепленні та пов'язане з цим спрацювання та схильність до заїдання.

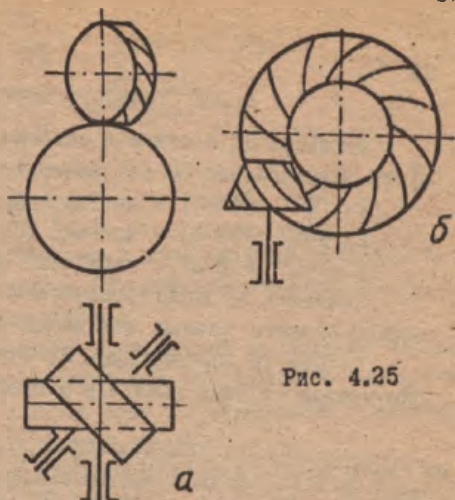


Рис. 4.25

Гвинтові передачі (див. рис. 4.25, а) використовуються у текстильному та харчовому машинобудуванні, гіпоїдні (див. рис. 4.25, б) – у станках, автомобілях та ін.

Розрізняють такі профілі зубців: 1) евольвентний (основний); 2) циклоїдальний; 3) круговий (зачеплення Новікова).

Переваги зубчастих передач:

1. Високі надійність і навантажувальна здатність. Наприклад, редуктор двигуна НК-12 для літака "Антей" передає потужність 15 тис. кінських сил при малих габаритних розмірах.

2. Достатня довговічність. Редуктор ТВД АІ-24 удосконалили так, що після 8000 часів роботи нема слідів спрацювання на зубцях.

3. Високий ККД – до 0,99.

4. Постійність середнього передаточного відношення.

Недоліки зубчастих передач:

1. Для виробництва зубчастих коліс потрібні складні обладнання та інструмент.

2. Зубчасті передачі є джерелом шуму, коливань та динамічних навантажень при високих швидкостях.

3. Неможливість регулювання швидкості.

4.3.2. Точність зубчастих передач

Точність ЗП є одним з основних показників їх якості. Точність виготовлення ЗП регламентується такими документами:

1. ГОСТ 1643-81 - циліндричні ЗП.
2. ГОСТ 1758-81 - конічні ЗП.
3. ГОСТ 3675-81 - черв'ячні передачі.

Точність ЗП характеризується ступенем точності, а також нормою бічного зазора або видом спряження.

Стандарти передбачають 12 ступенів точності. Із збільшенням номера ступеня точність зменшується (табл. 4.1).

Т а б л и ц я 4.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Перспективні ЗП		Особливо точні ЗП		Точні ЗП		ЗП середньої точності		Грубі ЗП		Дуже грубі ЗП	

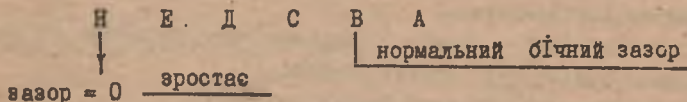
Ступінь точності включає три незалежні норми:

1. Норма кінематичної точності. Пов'язана з нагромадженою похибкою основного кроку та биттям, тобто характеризує похибку передаточного відношення за один оберт зубчастого колеса. Має велике значення для ЗП приладів і сліпкуючих систем.

2. Норма плавності роботи. Характеризує похибки кроку та профілю зубців, які багатократно повторюються за один оберт. В міру погіршення плавності зростають коливання колової швидкості та динамічні навантаження в зацепленні.

3. Норма контакту зубців. Характеризує повноту прилягання зубців і концентрації навантажень по довжині їх контакту.

Для запобігання заклинювання зубців у зацепленні має бути гарантований бічний зазор. Стандарти передбачають шість видів бічних зазорів, або спряжень зубців:



Варіанти умовних позначень точності ЗП:

1. Якщо всі три норми мають однаковий ступінь точності,

то 6-В ГОСТ 1643-81.

2. При комбінуванні норм

	6-5-5-B	ГОСТ 1643-81
<u>Н.кінематичної</u>		<u>Бічний</u>
<u>точності</u>		<u>зазор</u>
<u>Н.плавності</u>		
<u>Н.контакту</u>		

В авіації у важконавантажених і швидкохідних редукторах використовуються зубчасті колеса із ступенем точності 5 і 6, для деяких - із 4-м ступенем точності.

Авіаційні зубчасті передачі відносяться до передач "точних під навантаженням". Завдяки модифікації профілю його замір може показати, що профіль не є точним. Але при навантаженні внаслідок деформації зубців точність буде високою.

Точність зубчастих передач спричиняє величезний вплив на їх працездатність. Так, зниження похибки по основному кроку в три рази підвищило ресурс редуктора типу АІ-24 у чотири рази.

4.3.3. Сили, які діють у зачепленні

Циліндричні прямозубі колеса. Покажемо схему зачеплення двох коліс (шестірні та колеса) Z_1 та Z_2 (рис. 4.26). Позначимо центри коліс O_1 та O_2 . Проведемо початкові кола d_{w1} , d_{w2} , які стикаються в полюсі зачеплення, а також лінію зачеплення АВ.

Вона буде доточною до основних кіл. Проведемо перпендикуляр до лінії зачеплення із центрів коліс і одержимо α_w - кут зачеплення.

При визначенні сил у зачепленні звичайно задані P_1 ; кВт, і n_1 , хв⁻¹.

Крутильний момент, який діє на шестірні, Н·м,

$$T_1 = 9550 \frac{P_1}{n_1}.$$

Крутильний момент на колесах:

$$T_2 = T_1 \cdot u \cdot \eta_{1,2},$$

де $u = \frac{Z_2}{Z_1}$ - передаточне число; η - ККД.

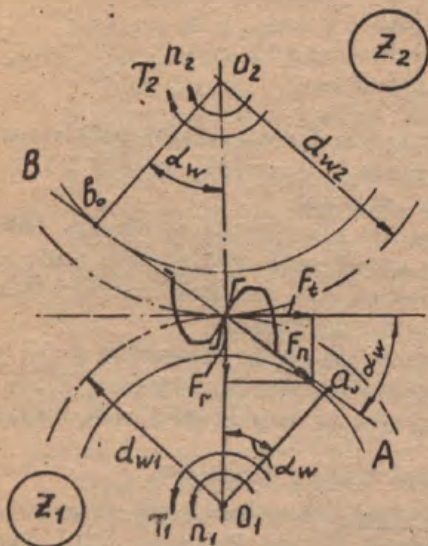


Рис. 4.26

альний напрямки, завдяки чому одержуємо колову F_t і радіальну F_r сили. Сила F_t відноситься до початкового кола d_w .

Визначення сил починаємо з колової сили, тому що крутільний момент T відомий:

$$F_t = \frac{2T_1}{d_{w1}} = \frac{2T_2}{d_{w2}}; \quad F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_w;$$

$$F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha_w} = \frac{2T_1}{d_{w1} \cdot \cos \alpha_w}.$$

Циліндричні косозубі колеса. Розрахунки на міцність циліндричної косозубчастої передачі виконуємо за стандартними геометричними параметрами в нормальному перерізі гвинтової лінії зубця.

Розглянемо схему циліндричної косозубчастої передачі

У зачепленні діють:
- сила (реакція),
нормальна до спряжених профілів, F_n ;
- сила тертя F_t .

Силами тертя в зачепленні нехтують, бо f малий (0,04...0,06), і тому $F_t = f \cdot F_n$ - тех мала.

Реакція F_n у зачепленні спрямована по нормалі до спряжених профілів, тобто по лінії зачеплення, як у вищій кінематичній парі.

Для зручності розрахунку зубчастої передачі, її валів та їхніх опор силу F_n розкладаємо на коловий та раді-

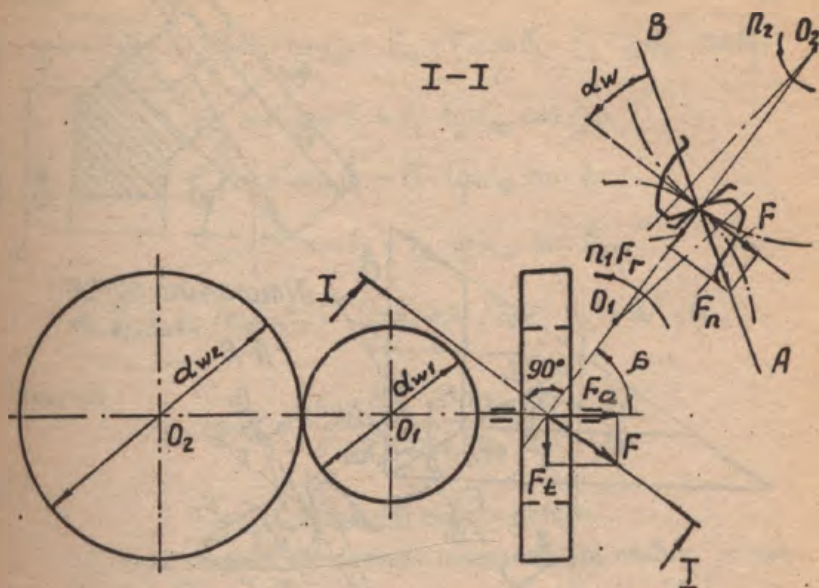


Рис. 4.27

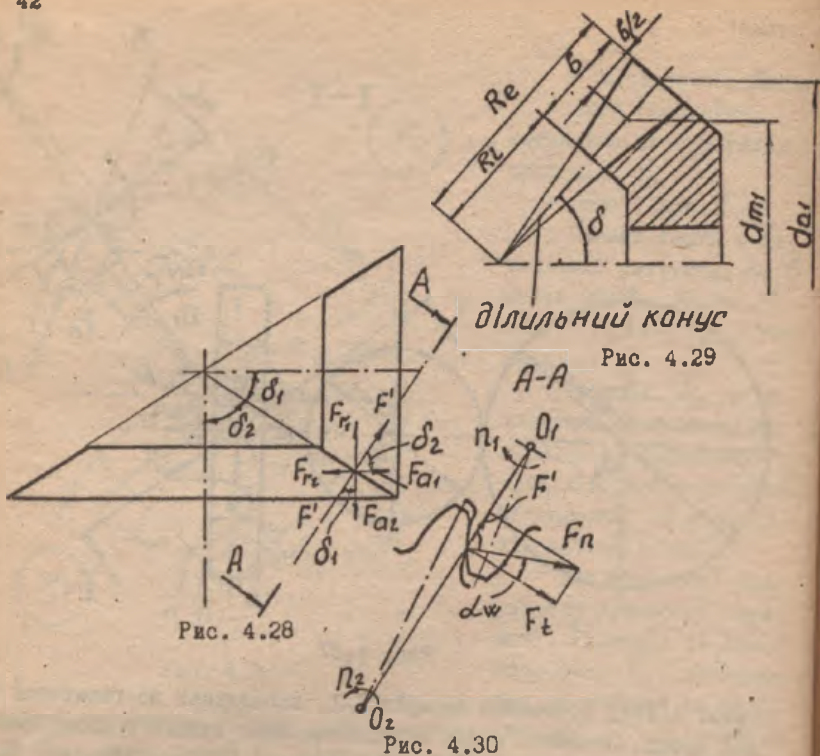
(рис. 4.27). Проведемо переріз I-I, нормальний до гвинтової лінії зубця. Покажемо схему зачеплення двох зубців у цьому перерізі. Розкладемо силу F_n на радіальну F_r та нормальну колову F .

На рисунку позначено: F_n - нормальна сила; F - нормальна колова сила, яка відноситься до кола d_w ; F_t - колова сила; F_r - радіальна сила; F_a - осьова сила. Ці сили визначаємо за формулами:

$$F_t = \frac{2T_1}{d_{w1}}; \quad F = \frac{F_t}{\cos \beta}; \quad F_a = F_t \cdot \tan \beta;$$

$$F_r = F \cdot \tan \alpha_w = \frac{F_t \cdot \tan \alpha_w}{\cos \beta}; \quad F_n = \frac{F}{\cos \alpha_w} = \frac{F_t}{\cos \alpha_w \cdot \cos \beta}.$$

Конічні прямозубі колеса. Розглянемо схему конічної пере-



дачі. Нехай $\delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$, тобто це ортогональна передача (рис. 4.28). δ_1, δ_2 - кути ділільних конусів (рис. 4.29); R_e, R_m, R_i - зовнішня, середня, внутрішня конусні відстані; d_e, d_i, d_m - зовнішнє, внутрішнє, середнє ділільні кола; m_{te} - зовнішній коловий модуль.

Припустимо, що навантаження рівномірно розподіляються по довжині зубця. Замінімо їх рівнодіючою, прикладеною в середньому перерізі зубця. Покажемо зачеплення зубців у перерізі, проведеному через середину зубця (рис. 4.30).

Позначимо сили. F' - розпірною силою. Якщо її розкласти, то одержимо, що F_{a1} - осьова сила на шестірні - дорівнює радіальній силі на колесі F_{r2} . Аналогічно $F_{r1} = F_{a2}$. Сили, які діють в зачепленні кінцевих прямозубих коліс, визначаємо за форми

ламні:

$$F_t = \frac{2T_1}{d_{m1}}; \quad F' = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_w; \quad F_{r1} = F' \cos \delta_1 = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_w \cdot \cos \delta_1;$$

$$F_{r2} = F' \cos \delta_2 = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_w \cdot \cos \delta_2;$$

$$F_{a1} = F' \sin \delta_1 = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_w \cdot \sin \delta_1;$$

$$F_{a2} = F' \sin \delta_2 = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_w \cdot \sin \delta_2;$$

$$F_n = F_t / \cos \alpha_w; \quad \operatorname{tg} \delta_1 = Z_1 / Z_2; \quad \delta_2 = 90^\circ - \delta_1,$$

тому що

$$\operatorname{tg} \delta_1 = \frac{d_{e1}/2}{d_{e2}/2} = \frac{m_{te} Z_1}{m_{te} Z_2} = \frac{Z_1}{Z_2}.$$

4.3.4. Характер роботи зубців

I. Навантаження передаються по чергово, то однією, то двома парами зубців.

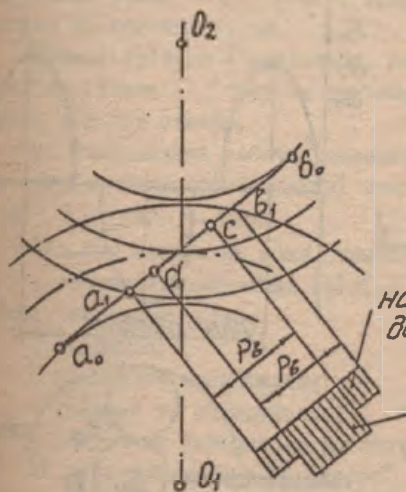


Рис. 4.31

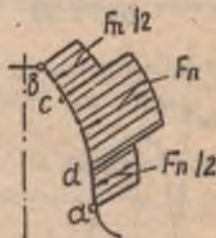


Рис. 4.32

навантаження передається двома парами зубців

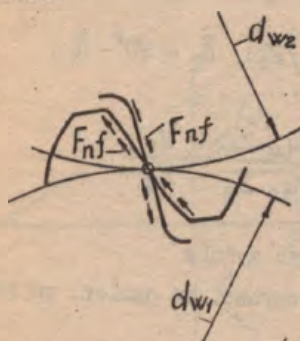
навантаження передається однією парою зубців.

Покажемо схему зацеплення двох коліс (рис. 4.31). Проведемо основні кола та кола вершин і лінію зацеплення. Одержимо: a_0, b_0 - теоретичний участок лінії зацеплення; a_1, b_1 - активний участок лінії зацеплення.

Від точок a_1 і b_1 відкладемо основний крок P_b . Точки c і d - точки переоприження, тобто навантаження передаються по черзі, то однією, то двома парами зубців.

Приблизну епюру навантажень на зубець показано на рис.

4.32.



2. Під час передачі крутного моменту окрім нормальної сили мають місце також сили тертя $F_n f$ (рис. 4.33).

Сили тертя діють на зубці ведучого колеса від початкового кола, а на зубці веденого колеса - до початкового кола.

3. Діючі на зубець сили та напруження є змінними (рис. 4.34 і 4.35), де σ_H - контактні напруження; σ_F - напруження згину.

Рис. 4.33

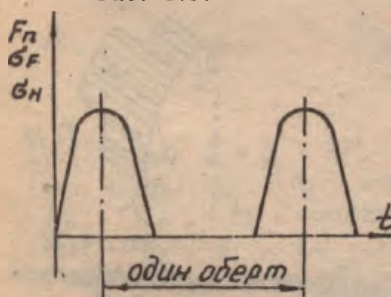


Рис. 4.34

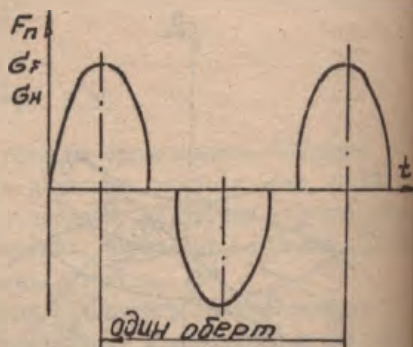


Рис. 4.35

4.3.5. Види пошкоджень зубців

Відомі більше 20 видів пошкоджень зубців. Розглянемо основні.

1. Поломка зубців. Зубець можна подати як консольну балку (рис. 4.36).

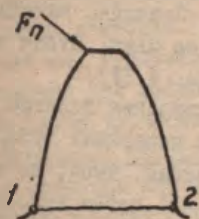


Рис. 4.36

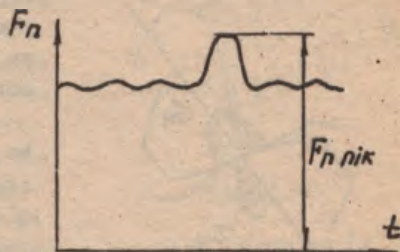


Рис. 4.37

Поломка зубця може бути:

- а) статично – від дії пікового навантаження (рис. 4.37).
- б) втомно – внаслідок циклічної дії напружень.

Багатократні повторення напружень, якщо вони перевищують допустимі, тобто $\sigma_F > [\sigma_F]$, призводять до виникнення втомної тріщини та поломки зубця.

Втомні тріщини з'являються, як правило, на розтягнутому боці зубця (точка 1), тому що границя витривалості при розтягу менша, ніж при стиску.

2. Пошкодження робочих поверхонь зубців. На активних поверхнях зубців виникають контактні напруження, нормальні σ_H і дотичні τ_H (рис. 4.38).

Дія цих напружень може спричинити такі пошкодження:

- втомне викришування (пітінг, від англійського слова pit – ямка, заглиблення);
- заїдання;
- абразивне спрацювання;
- тріщини та отшарування;
- пластичну деформацію робочих поверхонь зубців.

Ці види руйнування характерні для інших видів вищих кінематичних пар (КП) підшипників,фрикційних передач, кулачкових меха-

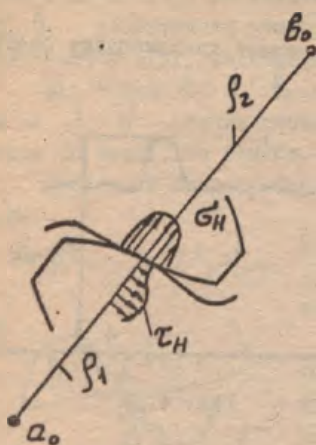


Рис. 4.38

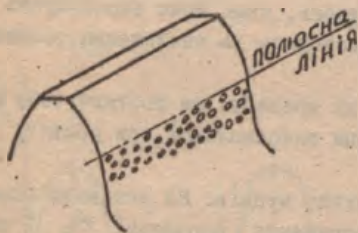


Рис. 4.39

нізмів та ін.

Втомне викришування є найпоширенішим видом пошкодження закритих зубчастих передач, що працюють у мастилi. Звичайно виникає близько полюса на ніжці зубця ведучого колеса (рис. 4.39).

Викришування полягає в появі на робочих поверхнях зубців невеликих заглибін, ямок, що нагадують віспинки, які потім зростають і перетворюються на раковини.

Викришування виникає, якщо $\sigma_H > [\sigma_H]$ внаслідок втрати витривалості поверхневого шару.

Викришування починається з появи на глибині 10...20 мкм втомних мікротріщин.

Мікротріщини мають нахил до поверхні зубців під кутом, що пояснюється впливом сил тертя.

Чому втомні тріщини з'являються на ніжці зубця ведучого колеса? Вважають, що інтенсивність викришування зростає із збільшенням сил тертя. Близько

полюса швидкість ковзання є мінімальною, умови для змащення погіршуються, і тому зростають коефіцієнт тертя f і сили тертя.

Втомне викришування може бути прогресуючим і обмеженим.

Обмежене викришування виникає при твердості зубців $H < 350$ HB і при концентрації навантажень по довжині зубців. Після припрацювання воно може припинитися.

Прогресуюче викришування характерне для загартованих сталей і, як правило, не припиняється.

Заїдання. Внаслідок великих напружень і швидкостей в зоні контакту зубців температура може перевищити допустиму.

При цьому часто має місце розрив мастильної плівки та місцеве зчеплення контактуючих поверхонь (мікросварка) зубців.

При відносному русі зубців виникає руйнування місць з'єднання. При цьому на зубцях утворюються мілкі борозенки або задири в напрямку ковзання (рис. 4.40).

Цей вид руйнування особливо небезпечний для авіаційних, судових та інших зубчастих передач.

Абразивне спрацювання є основною причиною виходу з ладу відкритих передач і передач, недостатньо захищених від попадання в них пилу, піску та ін. Це має місце, наприклад, у транспортних машинах, сільгоспмашинах та ін.

У закритих передачах абразивні частки мають мінеральне та металічне походження. Вони з'являються внаслідок зрізу та деформації нерівностей. Вид спрацьованого зубця показано на рис. 4.41.

Тріщини та отшарування можуть виникнути на зубцях, що мають неякісну хіміко-термічну обробку, наприклад цементацію. Тріщини звичайно розташовуються перпендикулярно до робочих поверхонь зубців (рис. 4.42). Втомні тріщини розміщені під гострим кутом до робочої поверхні.

Пластична деформація робочих поверхонь зубців є наслідком руйнування мастильної плівки. При цьому на ведучому зубці утворюється западина, а на веденому -



Рис. 4.40



Рис. 4.41

тріщина термічного характеру

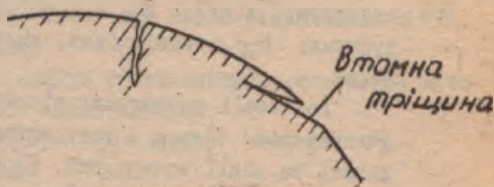


Рис. 4.42

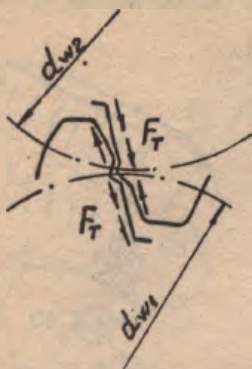


Рис. 4.43

хребет (рис. 4.43). Причина цього - переміщення частинок шарів поверхонь у напрямку ковзання (дії сил тертя).

4.3.6. Розрахункові навантаження на зубці.

Коефіцієнт внутрішніх динамічних навантажень (K

Розрахункові навантаження на зубці складаються з таких компонентів:

1. Корисні, або номінальні, навантаження.
2. Додаткові навантаження від внутрішньої динаміки зачеплення, тобто динамічні навантаження.
3. Додаткові навантаження внаслідок їх концентрацій по довжині контакту.
4. Додаткові зовнішні навантаження від перенавантажень.

Розрахункові навантаження подаємо у такому вигляді:

$$F_P = F \cdot K - \text{сила};$$

$$T_P = T \cdot K - \text{момент};$$

$$P_P = P \cdot K - \text{потужність},$$

де K - коефіцієнт розрахункових навантажень, $K = K_v \cdot K_\beta \cdot K_\alpha \cdot K_A$. Тут K_v - коефіцієнт внутрішніх динамічних навантажень; K_β - коефіцієнт концентрації навантажень по довжині контактної лінії; K_α - коефіцієнт розподілу навантажень між зубцями; K_A - коефіцієнт, який враховує зовнішні перенавантаження.

Із теорії зачеплення відомо, що умова $i = \omega_1 / \omega_2 = \text{const}$ додержується тільки в тому випадку, якщо точки контакту зубців лежать на лінії зачеплення. На практиці $i \neq \text{const}$. Це відбувається в основному внаслідок похибок виготовлення зубців (похибка основного кроку P_g) і деформації зубців під навантаженням.

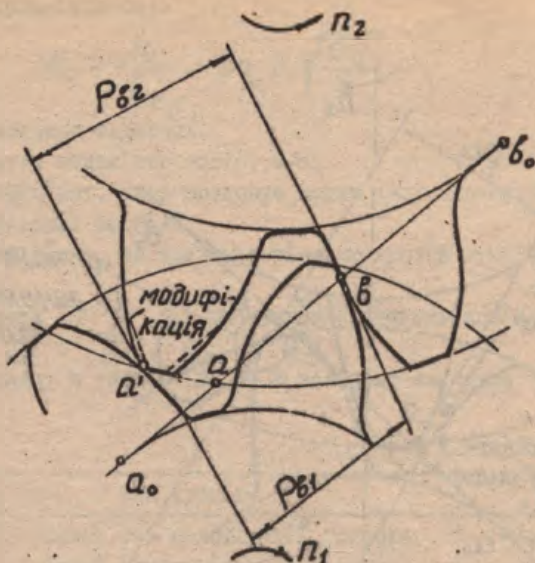


Рис. 4.44

ням.

Нехай $R_{б2} > R_{б1}$ (рис. 4.44). Покажемо зачеплення двох коліс. Для цього проведемо основні кола та дотичну до них лінію зачеплення.

У цьому випадку друга пара зубців вступає в контакт у точці $а'$, а не в точці $а$. Лінія зачеплення $а'а_0$.

При цьому змінюється миттєве передаточне відношення. Відбувається кромковий удар. Для усунення кромкового удару використовують профільну модифікацію (навмисне відхилення профілю зубця від головної поверхні).

Якщо $R_{б2} < R_{б1}$ (рис. 4.45), то лінія зачеплення $а_0б_0$. Відбувається серединний удар.

Кроки $R_{б2}$ та $R_{б1}$ можуть стати неоднаковими також внаслідок деформації зубців під навантаженням.

Якщо $i \neq \text{const}$, то при $\omega_1 = \text{const}$ $\omega_2 \neq \text{const}$ і виникає кутове прискорення

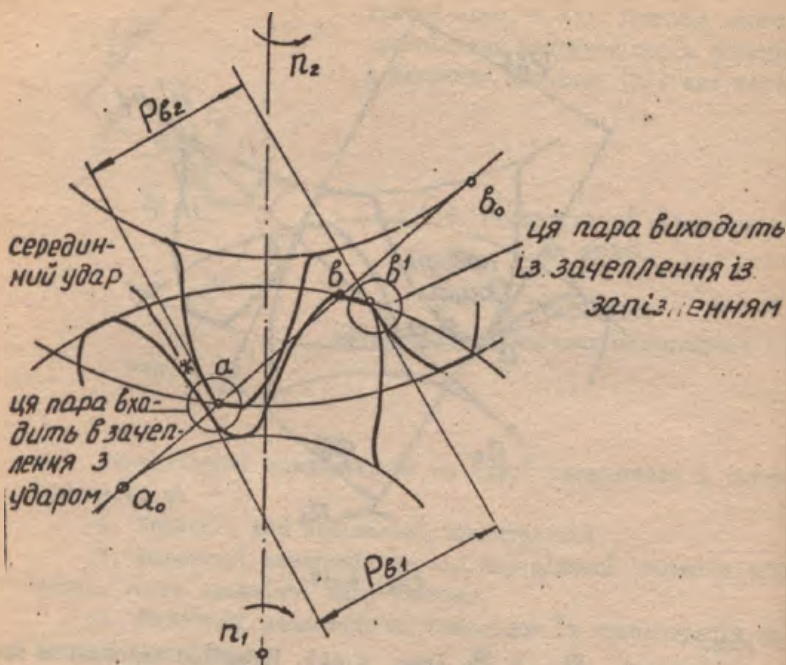


Рис. 4.45

$$\varepsilon = \frac{d\omega_2}{dt} \neq 0.$$

У зачепленні з'являється додатковий момент – динамічний:

$$T_v = J \frac{d\omega_2}{dt},$$

де J – момент інерції ведених мас.

$$\text{Приблизно динамічна сила } F_v \approx \frac{2 T_v}{d_{w2}}.$$

Але визначити F_v за цією формулою складно, бо важко знайти ε . А.І. Петрусевичем була запропонована формула для визначення F_v , яка з деякими змінами увійшла в ГОСТ 21354-87.

Питома динамічна сила

$$W_v = \frac{F_v}{\delta_w} = \delta q_0 v \sqrt{\frac{a_w}{u}}, \quad (4.2)$$

де a_w - міжосьова відстань;

v - колова швидкість коліс, м/с;

δ - коефіцієнт, який враховує вплив типу зубчастої передачі та модифікації профілю;

q_0 - коефіцієнт, що враховує різницю кроків зубців шестірні та колеса.

Коефіцієнти δ та q_0 вибирають з таблиць довідників.

Розрізняють δ_H і δ_F , q_{0H} і q_{0F} .

Для прикладу в табл. 4.2 і 4.3 наведено значення δ_H і

q_{0H} .

Т а б л и ц я 4.2

Твердість	Вид зубців	δ_H
$H > 350$	Прямі без модифікації головки	0,014
- " -	Прямі з модифікацією головки	0,01

Т а б л и ц я 4.3

Модуль, мм	q_{0H}			
	Ступінь точності			
	4	5	6	7
3,55 до 10	22	31	41	53

Динамічна сила W_v не може бути більшою, ніж деяка максимальна сила W_{vmax} . Аналізуємо формулу (4.2) та будуємо графік

$W_v = f(v)$ (рис. 4.46).

При досягненні W_{vmax} деформація зубців компенсує різницю основних кроків:

$$W_{vmax} = c(\Delta\delta - \Delta_K),$$

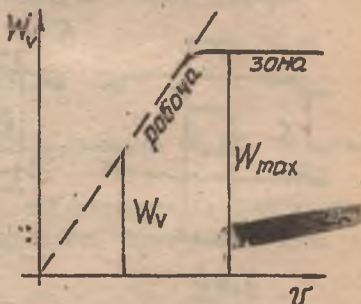


Рис. 4.46

де $\Delta_\delta = 0,8\sqrt{f_{p\delta 1}^2 + f_{p\delta 2}^2}$ - найімовірніша різниця основних кроків шестірни та колеса, мкм;

$C \approx 12H/(\text{мм} \cdot \text{мкм})$ - питома жорсткість пари зубців;

$\Delta_K \approx 0,005$ мм - похибка, компенсована мастильною плівкою та припрацюванням.

$W_{V \max}$ визначають також з таблиць довідників та посісників.

Наведені вище розрахунки прийнятні при $\frac{v Z_1}{1000} < 1$.

В остаточному вигляді

$$K_v = 1 + \frac{W_v}{F_t / b_w}, \quad (4.3)$$

де $F_t = \frac{2T_1}{d_{w1}}$ - середня колова сила.

Розрізняють K_{Hv} і K_{Fv} . Якщо W_v , одержана за формулою (4.2), більше $W_{v \max}$, то у вираз (4.3) підставляємо $W_{v \max}$.

4.3.7. Коефіцієнт концентрації навантажень

по довжині контактної лінії (K_β)

та розподілу навантажень між зубцями (K_α)

Концентрація навантажень виникає внаслідок деформації валів, опор, корпусів і самих зубчастих коліс. Покажемо це на прикладах (рис. 4.47), де α - симетричне розташування зубчастих коліс відносно опор; δ - несиметричне; β - консольне.

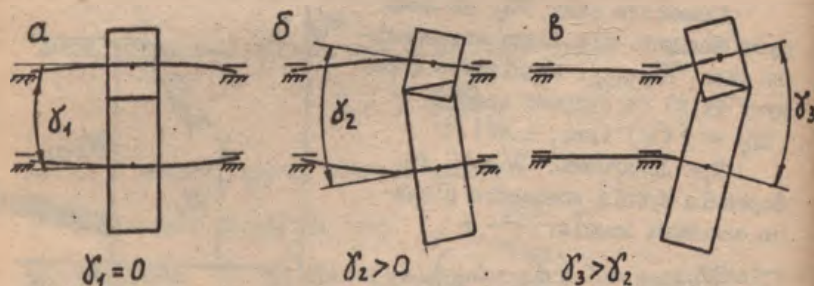


Рис. 4.47

При дії радіальних сил вали прогинаються і колеса повертаються на деякий кут. Якби зубці передачі були абсолютно жорсткими, то спостерігалося б кутове стикання. Однак внаслідок податливості зубців їх контакт відбувається по всій довжині, але з концентрацією навантажень по довжині контакту.

Покажемо схему зачеплення двох коліс (рис. 4.48):

$$K_p = \frac{W_{\max}}{W_m}$$

де $W_{\max}$, W_m - максимальне і середнє питомі навантаження. Якщо зубці мають твердість $HB < 350$, то K_p поступово зменшується через припрацювання. При $HB > 350$ та $V > 15$ м/с внаслідок утворення мастильної плівки та високої твердості припрацювання не відбувається.

Розрізняють $K_{H\beta}$ і $K_{F\beta}$. У розрахунках на контактну міцність $K_{H\beta}$ визначаємо за приблизною залежністю

$$K_{H\beta} = 1 + (K_{H\beta}^0 - 1) K_{H\omega},$$

де $K_{H\beta}^0$ - коефіцієнт, що враховує концентрацію навантажень у новій передачі; $K_{H\omega} = 0,8 \dots 1$ - коефіцієнт, який враховує припрацювання зубців.

При розрахунках зубців на згин

$$K_{F\beta} = (K_{H\beta})^{N_F},$$

де показник степеня N_F залежить від відношення b_w/m . Наприклад, при $b_w/m = 20$ $N_F = 0,94$.

За інших однакових умов K_p збільшується із зростанням b_w . Звичайно ширину віжня b_w виражають через безрозмірні коефіцієнти:

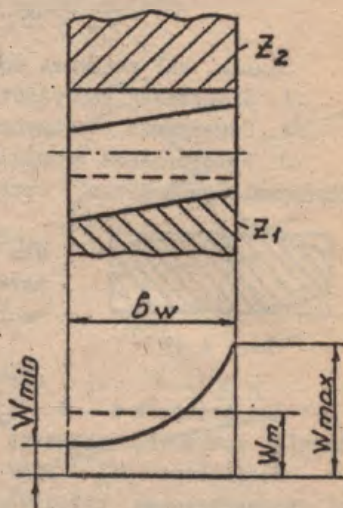


Рис. 4.48

$$\psi_m = \frac{b_w}{m}; \quad \psi_{bd} = \frac{b_w}{d_{wm}}; \quad \psi_a = \frac{b_w}{a_w}.$$

Для авіаційних зубчастих передач

$$\psi_m < 15, \quad \psi_{bd} < 0,5.$$

Заходи, які знижують концентрацію навантажень:

1. Підвищення жорсткості валів та опор.
2. Симетричне розташування коліс відносно опор.
3. Виготовлення зубців бочкоподібними, тобто використання поздовжньої модифікації (рис. 4.49).



Рис. 4.49

Коефіцієнт розподілу навантажень між зубцями (K_α) вводять, щоб урахувати вплив похибок виготовлення зубців на їх навантаження.

Для точних зубчастих передач 5-го ступеня та вище $K_\alpha = 1$.

Для ступенів 5 - 9 $K_\alpha = 1 + 0,06 (P_{ст} - 5)$, де $P_{ст}$ - ступінь точності, приймають $K_{H\alpha} = K_{F\alpha}$.

Коефіцієнт K_A , який звичайно задається, враховує зовнішні перевантаження. Визначення K_A тут не розглядається.

4.3.8. Розрахунки зубців зубчастих передач на міцність

Методичною базою для розрахунків зубчастих передач на міцність є ГОСТ 21354-87.

Проводяться такі розрахунки зубчастих передач на міцність:

- на контактну витривалість, який виконується, щоб запобігти втомному викривуванню активних поверхонь зубців;
- на витривалість при згині, який виконується, щоб запобігти втомній поломці зубців;
- на контактну міцність та міцність при згині під дією максимальних навантажень, який виконується, щоб запобігти руйнуванню зубців;
- на заїдання активних поверхонь зубців.

Виконуються також інші розрахунки зубців, наприклад, на глибинну контактну втому, на малоциклову втому при згині та ін.

4.3.9. Розрахунок активних поверхонь зубців на контактну витривалість. Прямозубчасті передачі

Цей розрахунок зводиться до додержання умови

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

яка є умовою запобігання втомним викривуванням.

Приймаємо такі припущення:

1. Стикання зубців улодібнюється стиканню циліндрів. Радіуси кривини циліндрів дорівнюють радіусам кривини зубців у площі зачеплення.

Проведемо теоретичну лінію зачеплення. Позначимо полюс зачеплення і радіуси кривини (рис. 4.50).

Початковий контакт циліндрів по лінії під дією сили $F_{пк}$ перетвориться на прямокутну площадку;

l_k - довжина лінії контакту.

На поверхні контакту діють нормальні σ_H та дотичні τ_H напруження (рис. 4.51).

2. Циліндри мають безмежну довжину, і навантаження розподіляються по довжині контакту рівномірно.

3. Ширини площадки

контакту мала порівняно з розмірами циліндрів.

4. Змащення відсутні.

5. Сили тертя не діють.

Для визначення контактних напружень використовуємо формулу Герца, одержану для стиснутих циліндрів:



Рис. 4.50

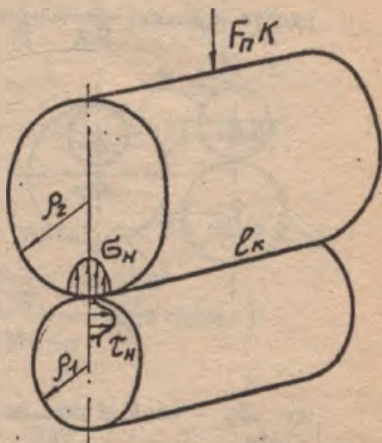


Рис. 4.51

$$\sigma_H = Z_E \sqrt{\frac{W_H}{\rho_{\Sigma b}}} \leq [\sigma_H].$$

Тут

$$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi \left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right)}} \quad - \text{коефіцієнт, який}$$

враховує механічні властивості матеріалів зубців; E_1, E_2 - модулі пружності матеріалів зубців; ν_1, ν_2 - коефіцієнти Пуассона, для сталі $\nu \approx 0,3$;

$$W_H = \frac{K_H \cdot F_H}{\ell_{\Sigma}} \quad - \text{нормальне навантаження на одиницю довжини}$$

контактних ліній (питоме навантаження); F_H - нормальна сила; ℓ_{Σ} - сумарна довжина контактних ліній; $\rho_{\Sigma b}$ - зведений

радіус кривини: $\frac{1}{\rho_{\Sigma b}} = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2}$ - зведена кривина, де знак

"-" - для зовнішнього зацеплення, знак "+" - для внутрішнього зацеплення (рис. 4.52).

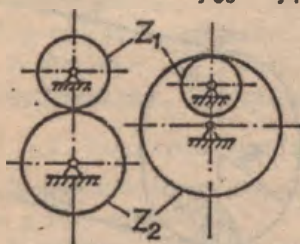


Рис. 4.52

У прямозубчастих передачах ℓ_{Σ} змінюється від робочої ширини вінця b_w (однопарне зацеплення) до $2b_w$ (двопарне зацеплення). Для розрахунків приймаємо

$$\ell_{\Sigma} = \frac{b_w}{Z_E},$$

де Z_E - коефіцієнт, що враховує сумарну довжину контактних ліній,

$$Z_E = \sqrt{(4 - \epsilon_{\alpha}) / 3}.$$

У середньому для приблизних розрахунків $Z_E = 0,9$. Нормальне питоме навантаження

$$W_H = \frac{K_H \cdot F_H}{\ell_{\Sigma}} = \frac{K_H \cdot F_t \cdot Z_E^2}{b_w \cdot \cos \alpha_w}.$$

з урахуванням, що $F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha_w}$.

Для визначення радіусів кривин профілів розглянемо схему зачеплення двох коліс (рис. 4.53).

Позначимо центри коліс O_1 і O_2 .

Проведемо міжцентрову лінію $O_1 O_2$.

початкові кола і лінію зачеплення.

З рисунка знаходимо

$$\rho_1 = \frac{d_{w1}}{2} \sin \alpha_w,$$

$$\rho_2 = \frac{d_{w2}}{2} \sin \alpha_w,$$

$$\frac{1}{\rho_{\Sigma\delta}} = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2} =$$

$$= \frac{2}{d_{w1} \sin \alpha_w} \pm \frac{2}{d_{w2} \sin \alpha_w} =$$

$$= \frac{2}{d_{w1} \sin \alpha_w} \cdot \frac{u \pm 1}{u},$$

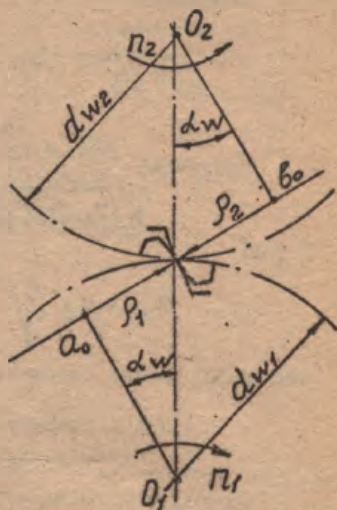


Рис. 4.53

тому що $d_{w2} = d_{w1} \cdot u$.

Підставивши у формулу Герца вирази для W_n і $1/\rho_{\Sigma\delta}$, одержимо

$$\sigma_H = Z_E \sqrt{\frac{K_H F_t Z_\delta^2 \cdot 2}{d_{w1} b_w \cos \alpha_w \sin \alpha_w} \cdot \frac{u \pm 1}{u}} \leq [\sigma_H].$$

В остаточному вигляді

$$\sigma_H = Z_E Z_H Z_\delta \sqrt{\frac{K_H \cdot F_t}{d_{w1} \cdot b_w} \cdot \frac{u \pm 1}{u}} \leq [\sigma_H], \quad (4.4)$$

де $Z_H = \sqrt{\frac{2}{\cos \alpha_w \sin \alpha_w}}$ - коефіцієнт, що враховує форму спряжених профілів. Вираз (4.4) використовуємо для перевірного розрахунку на контактну витривалість.

У проектному розрахунку визначаємо d_{w1} або a_w за формулою, одержаною з (4.4).

Запишемо:

$$K_H = K_{H\psi} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}; \quad F_t = \frac{2T_1}{d_{w1}};$$

$$b_w = \psi_{bd} \cdot d_{w1}.$$

Позначимо

$$\sqrt[3]{(Z_E Z_H Z_\epsilon)^2 2 K_{H\psi} \cdot K_{H\alpha}} = K_d,$$

і тоді

$$d_{w1} = K_d \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{H\beta}}{\psi_{bd} [\epsilon_H]^2} \cdot \frac{U \pm 1}{U}}.$$

Аналогічно можна одержати a_w .

4.3.10. Розрахунок на контактну витривалість косозубчастих і шевронних передач

Розрахунок косих зубців на контактну витривалість порівняно з прямими зубцями має дві особливості:

- 1) у визначенні сумарної довжини контактних ліній;
- 2) у знаходженні зведеного радіуса кривини.

Покажемо схему зачеплення зубчастих коліс у торцевому перерізі (рис. 4.54). Проведемо основні кола та кола вершин. Позначимо: ϵ_α - коефіцієнт перекриття в торцевому перерізі;

P_b - основний крок.

Введемо нове визначення (рис. 4.55).

Покажемо поле зачеплення косозубих коліс для двох випадків (рис. 4.56), де $\alpha - \epsilon_\alpha = 1$, $\delta - \epsilon_\alpha > 1$.

Контактні лінії нахилені до твірних основних циліндрів під кутом β_b .

Довжина контактних ліній при коефіцієнті торцевого перекриття $\epsilon_\alpha = 1$:

$$l_z = \frac{b_w}{\cos \beta_b}.$$

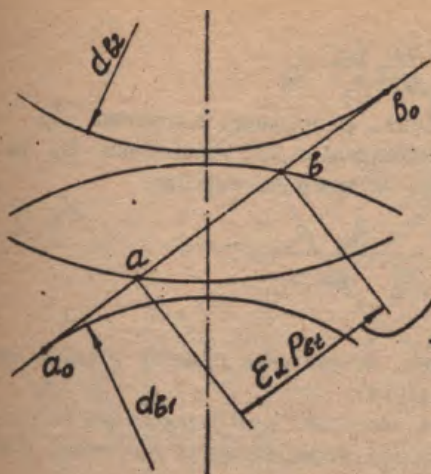


Рис. 4.54

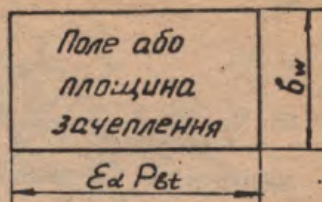


Рис. 4.55

активна
ділянка
лінії
зачеплення

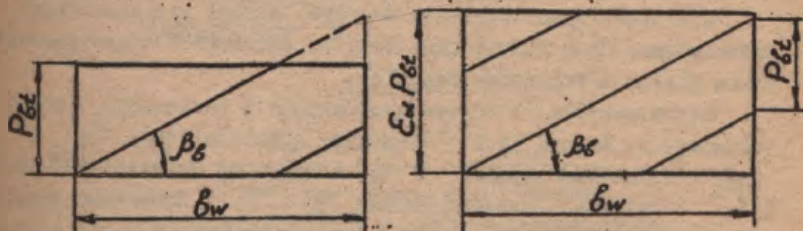


Рис. 4.56

При $\epsilon_{\alpha} > 1$ середня довжина контактних ліній більша в ϵ_{α} раз, тобто

$$l_z = \frac{b_w \epsilon_{\alpha}}{\cos \beta_{\beta}}.$$

Однак l_z не постійна у зв'язку з тим, що ступінчасто змінюється число пар зубців у зачепленні:

$$l_z = \frac{b_w \varepsilon_\alpha}{\cos \beta_\beta} K_\varepsilon,$$

де $K_\varepsilon = 0,9 \dots 1$ - коефіцієнт, що враховує коливання l_z .

У ГОСТ 21354-87 за рекомендацією ISO коефіцієнт K_ε не враховують і l_z визначають за такою залежністю:

$$l_z = \frac{b_w}{Z_\varepsilon^2 \cdot \cos \beta_\beta},$$

де $Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}}$ - коефіцієнт, що враховує сумарну довжину контактних ліній.

Розрахунок на міцність косозубих коліс виконуємо за стандартними параметрами в перерізі, нормальному до гвинтової лінії зубця.

Для розрахунків на контактну витривалість необхідно знати радіуси кривини профілів зубців у цьому перерізі.

При цьому треба замінити косозубі колеса еквівалентними прямозубими. Це є допущенням, тому що евольвента точно додержується тільки в торцевому перерізі.

Нехай шестірня і колесо знаходяться в зачепленні. Умовно зобразимо їх на рис. 4.57. Позначимо початкові кола d_{w1} і d_{w2} . Проведемо переріз N-N, нормальний до гвинтової лінії зубця. В перерізі одержимо еліпси E_1 , E_2 . Позначимо розміри полусей еліпса E_1 a і b і радіуси кривини еліпсів у точці

$$\frac{d_{v1}}{2} \text{ і } \frac{d_{v2}}{2}.$$

Із диференціальної геометрії відомо, що радіус кривини еліпса в точці П можна виразити таким чином:

$$\frac{d_{v1}}{2} = \frac{a^2}{b},$$

$$\text{де } a = \frac{d_{w1}}{2 \cos \beta_w}; \quad b = \frac{d_{w1}}{2}.$$

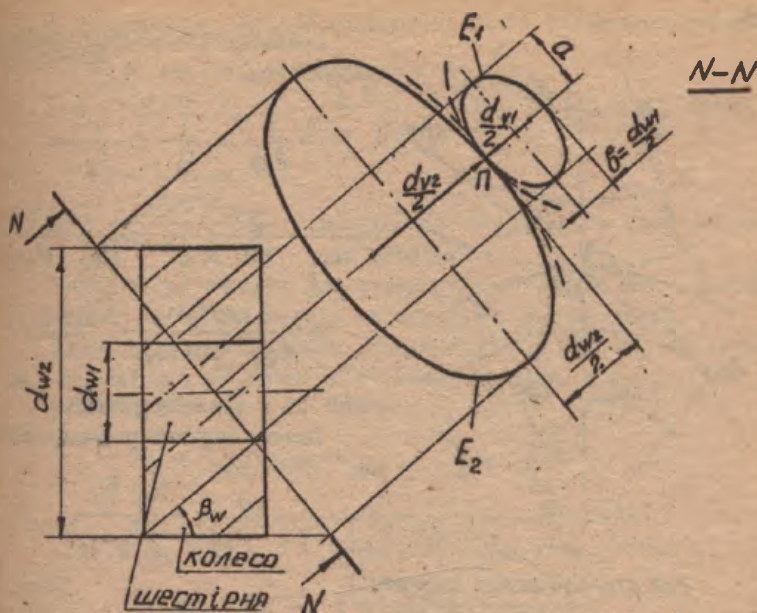


Рис. 4.57

Звідси
$$\frac{d_{v1}}{2} = \frac{d_{w1}^2 \cdot 2}{4 \cos^2 \beta_w \cdot d_{w1}} = \frac{d_{w1}}{2 \cos^2 \beta_w},$$

де β_w - кут нахилу зубців на початковому циліндрі;

$d_{v1} = \frac{d_{w1}}{\cos^2 \beta_w}$; $d_{v2} = \frac{d_{w2}}{\cos^2 \beta_w}$ - діаметри еквівалентних коліс, тобто косозубі колеса замінено еквівалентними прямозубими колесами.

Визначимо еквівалентне число зубців:

$$d_v = m_n Z_v = \frac{m_T Z}{\cos^2 \beta_w} = \frac{m_n Z}{\cos^3 \beta_w};$$

$$Z_{v1} = \frac{Z_1}{\cos^3 \beta_w}; \quad Z_{v2} = \frac{Z_2}{\cos^3 \beta_w}.$$

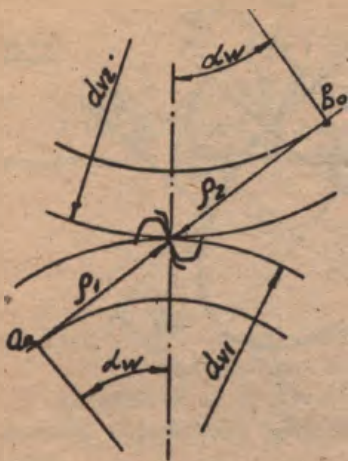


Рис. 4.58

Покажемо зачеплення еквівалентних коліс (рис. 4.58):

$$\begin{aligned} \frac{1}{\rho_{B0}} &= \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2} = \\ &= \frac{2}{d_{v1} \cdot \sin \alpha_w} \pm \frac{2}{d_{v2} \cdot \sin \alpha_w} = \\ &= \frac{2 \cos^2 \beta_w}{d_{w1} \cdot \sin \alpha_w} \cdot \frac{u \pm 1}{u}, \end{aligned}$$

тобто це - зведена кривина.

Питоме нормальне навантаження

$$W_n = \frac{K_H F_n}{l_z}$$

Для косозубчастих передач

$$F_n = \frac{F_t}{\cos \beta_w \cdot \cos \alpha_w}$$

Раніше було одержано, що

$$l_z = \frac{\delta_w}{Z_E^2 \cdot \cos \beta_b}$$

При цьому $W_n = \frac{K_H F_t Z_E^2 \cdot \cos \beta_b}{\delta_w \cdot \cos \beta_w \cdot \cos \alpha_w}$ з урахуванням, що $\cos \beta_b \approx \cos \beta_w$

$$\text{Тоді } W_n = \frac{K_H F_t Z_E^2}{\delta_w \cdot \cos \alpha_w}$$

Підставимо дістані вирази у формулу Герца:

$$\sigma_H = Z_E \sqrt{\frac{K_H F_t Z_E^2 \cdot 2 \cos^2 \beta_w}{d_{w1} \delta_w \cdot \cos \alpha_w \cdot \sin \alpha_w} \cdot \frac{u+1}{u}}$$

В остаточному вигляді залежність (4.5) можна записати таким чином:

$$\sigma_H = Z_E Z_H Z_\epsilon \sqrt{\frac{F_t K_H}{d_{w1} b_w} \cdot \frac{u+1}{u}} \leq [\sigma_H], \quad (4.5)$$

де $Z_H = \sqrt{\frac{2 \cos^2 \beta_w}{\cos \alpha_w \sin \alpha_w}}$ - коефіцієнт, що враховує форму спряжених профілів.

Вираз (4.5) служить для перевірки обчислень при розрахунку активних поверхонь зубців на контактну витривалість.

У проектному розрахунку визначаємо d_{w1} або d_w за формулою, одержаною з рівняння (4.5) (див. підрозд. 4.3.9).

Позначимо:

$$K_H = K_{H\psi} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}; \quad F_t = \frac{2T_1}{d_{w1}};$$

$$b_w = \psi_{bd} \cdot d_{w1}; \quad \sqrt[3]{(Z_E Z_H Z_\epsilon)^2 \cdot 2 K_{H\psi} K_{H\alpha}} = K_d,$$

і тоді

$$d_{w1} = K_d \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{H\beta}}{\psi_{bd} [\sigma_H]^2} \cdot \frac{u+1}{u}}.$$

Для прямозубчастих передач $K_d = 770$.

Для косозубчастих передач $K_d = 675$.

4.3.II. Розрахунок циліндричних прямозубчастих передач на згин зубців

Зубець розглядають як консольну балку, навантажену нормальною силою, розподіленою по довжині зубця (рис. 4.59).

Приблизно приймаємо, що небезпечний переріз проходить через точки стику профілю та прямих, проведених під кутом 30° до осі зубця.

Де прикладати силу $W_H \cdot K_F$?

1. Для точних коліс (6-й ступінь точності й вище) силу прикладають у верхній точці переспряження.

2. Для більш грубих коліс силу прикладають у вершині зубця. Такий розрахунок використовуємо для грубих коліс, а також для точ-

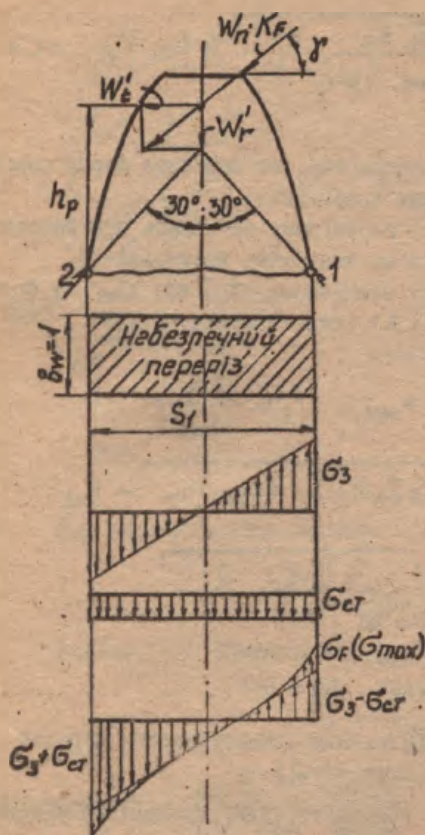


Рис. 4.59.

них коліс, якщо розрахунок на згин є перевірним після розрахунку на контактну міцність.

Для зручності розрахунків перенесемо силу $W_n \cdot K_F$ по лінії дії до осі зубця та розкладемо її на дві складові: ту, що згинає зубець, — W'_t , і ту, що його стискує, — W'_r .

Знайдемо ці сили:

$$\begin{aligned} W'_t &= W_n K_F \cdot \cos \gamma = \\ &= \frac{F_n K_F \cos \gamma}{b_w} = \frac{F_t K_F \cos \gamma}{b_w \cdot \cos \alpha_w} \\ W'_r &= W_n K_F \cdot \sin \gamma = \\ &= \frac{F_n K_F \sin \gamma}{b_w} = \frac{F_t K_F \sin \gamma}{b_w \cos \alpha_w} \end{aligned}$$

Одержані сили спричиняють появу напружень згину та стиску в небезпечному перерізі. Покажемо епюри напружень і побудуємо епюри сумарних напружень (див. рис. 4.59).

Розрахунок згинаючої вимоги міцності здійснюємо по

точці І, тому що вона лежить на розтягнутих волокнах, а границя втоми при розтягу менше, ніж при стиску.

При статичних навантаженнях більш небезпечною є точка 2, бо напруження тут більші і метал потече в цій точці.

Розрахунок здійснюємо за максимальними напруженнями σ_F в точці І, тобто з урахуванням концентрації напружень:

$$\sigma_F = (\sigma_3 - \sigma_{ст}) \alpha_\sigma \leq [\sigma_F],$$

де α_6 - теоретичний коефіцієнт концентрації напружень.

Після відповідних підстановок

$$\sigma_F = \left(\frac{W'_t \cdot h_p}{W_{S1}} - \frac{W'_r}{A_{S1}} \right) \alpha_6,$$

де $W_{S1} = \frac{S_1^2}{6}$ - момент опору; $A_{S1} = S_1$ - площа.

Отже,
$$\sigma_F = \left(\frac{6 F_t K_F \cos \gamma}{b_w \cos \alpha_w} \frac{h_p}{S_1^2} - \frac{F_t K_F \sin \gamma}{b_w \cos \alpha_w S_1} \right) \alpha_6.$$

Перемножимо чисельник і знаменник на модуль m . Тоді

$$\sigma_F = \frac{F_t K_F}{b_w m} \frac{\alpha_6}{\cos \alpha_w} \underbrace{\left(\frac{6 \cos \gamma \cdot h_p \cdot m}{S_1^2} - \frac{\sin \gamma \cdot m}{S_1} \right)}_{y_{FS}},$$

де y_{FS} - коефіцієнт форми зубців.

$y_{FS} = f(Z, x)$, який вибирають з таблиць або розраховують за формулами. Залежність форми зубця від числа зубців показано на рис. 4.60.

При великих коефіцієнтах зміщення ($x > 0,8$) y_{FS} збільшується і зростають напруження згину.

Умова міцності прямих зубців за згином:

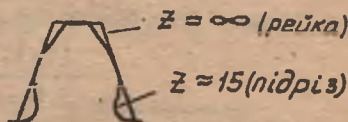


Рис. 4.60

$$\sigma_F = \frac{F_t K_F y_{FS}}{b_w m} \leq [\sigma_F].$$

4.3.12. Особливості розрахунків косозубих коліс на згин зубців

Косозубчасті передачі мають більшу навантажувальну здатність за згином зубців, ніж прямозубчасті, що пояснюється такими факторами:

І. Зниження динамічних навантажень внаслідок більшої багатопарності та явності, яке враховує коефіцієнт динамічного

навантаження $K_{F\beta}$.

2. Нахил контактних ліній до основи зубців і робота зубців як пластин, що враховує коефіцієнт y_β :

$$y_\beta = 1 - \epsilon_\beta \frac{\beta}{120} > 0,7,$$

де ϵ_β - осьовий коефіцієнт перекриття.

3. Створення зубців і зменшення коефіцієнта форми зубців y_{FS} , який вибирають за еквівалентним числом зубців:

$$Z_{v1} = \frac{Z_1}{\cos^3 \beta}; \quad Z_{v2} = \frac{Z_2}{\cos^3 \beta}.$$

4. Краї припрацювання і сумісна робота зубців, які враховує коефіцієнт $y_\epsilon = 1/\epsilon_\alpha$.

Умова міцності косих зубців за згином:

$$\sigma_F = \frac{F_t K_F}{b_w m} y_{FS} y_\epsilon y_\beta \leq [\sigma_F].$$

При розрахунках зубців на згин намагаються дотримуватися рівномірності зубців шестірні та колеса.

Умова рівномірності має вигляд

$$\frac{[\sigma_F]_1}{y_{FS1}} = \frac{[\sigma_F]_2}{y_{FS2}},$$

де $[\sigma_F]$ - допустимі напруження на згин.

4.3.13. Особливості розрахунку на міцність зубців конічних коліс

При розрахунках коліс на контактну міцність мають місце ті ж самі припущення, що й для прямозубих циліндричних коліс (5 пунктів).

Особливості цих розрахунків:

1. Зубець конічного колеса (рис. 4.61) по довжині має змінний переріз і змінну навантаженість (рис. 4.62).

Рівнодіюча F_p фактично прикладена на $0,4 b_w$. Приймаємо, що рівнодіюча прикладена посеред зубця.

2. При розрахунках на міцність конічні колеса замінюють

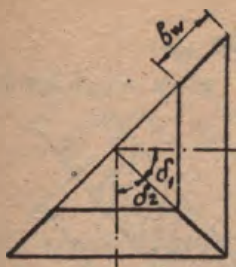


Рис. 4.61

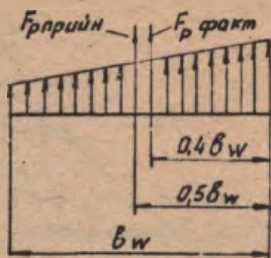


Рис. 4.62

еквівалентними циліндричними, діаметри початкових кіл і модуль яких дорівнюють діаметрам початкових кіл і модулю в середньому перерізі зубця конічних коліс.

Еквівалентні колеса одержуємо розгортанням додаткових конусів на площину (рис. 4.63).

Діаметри еквівалентних коліс:

$$d_{v1} = \frac{d_{m1}}{\cos \delta_1}; \quad d_{v2} = \frac{d_{m2}}{\cos \delta_2},$$

де d_m - середній ділильний діаметр. При $\delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$ (ортогональна передача)

$$\cos \delta_1 = \frac{u}{\sqrt{u^2 + 1}}, \quad \cos \delta_2 = \frac{1}{\sqrt{u^2 + 1}}.$$

Відповідно еквівалентне число зубців із рівності діаметрів:

$$m Z_v = \frac{m Z}{\cos \delta}; \quad Z_{v1} = \frac{Z_1}{\cos \delta_1}; \quad Z_{v2} = \frac{Z_2}{\cos \delta_2}.$$

Для конічних косозубих коліс

$$Z_{v1} = \frac{Z_1}{\cos \delta_1 \cos^3 \beta}, \quad Z_{v2} = \frac{Z_2}{\cos \delta_2 \cos^3 \beta}.$$

Для визначення зведеного радіуса кривини розглянемо схему зачеплення еквівалентних коліс (рис. 4.64). Тут

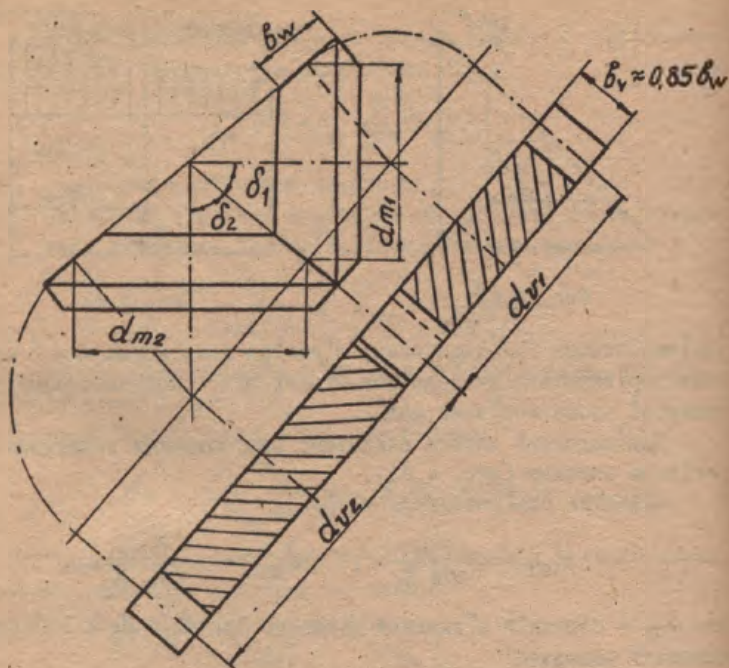


Рис. 4.63

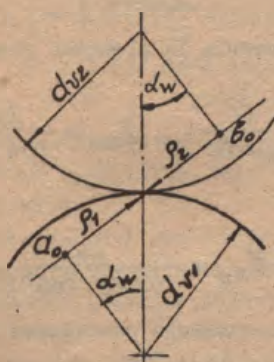


Рис. 4.64

$$\rho_1 = \frac{d_{v1}}{2} \sin \alpha_w = \frac{d_{m1}}{2 \cos \delta_1} \sin \alpha_w$$

$$\rho_2 = \frac{d_{m2}}{2 \cos \delta_2} \sin \alpha_w$$

$$\frac{1}{\rho_{3b}} = \frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2} =$$

$$= \frac{2 \cos \delta_1}{d_{m1} \sin \alpha_w} + \frac{2 \cos \delta_2}{d_{m2} \sin \alpha_w}$$

$$= \frac{2}{d_{m1} \sin \alpha_w} \left(\cos \delta_1 + \frac{\cos \delta_2}{u} \right). \quad (4.6)$$

Знаходимо також

$$W_n = \frac{F_n K_H}{\ell_z}, \text{ де } \ell_z = 0,85 b_w.$$

Для практичних розрахунків на контактну міцність конічних коліс використовуємо формулу Герца в закінченому вигляді для розрахунків циліндричних коліс.

При цьому колова сила

$$F_t = \frac{2T_1}{d_{e1} (1 - 0,5 K_{be})},$$

де $d_{e1} (1 - 0,5 K_{be}) = d_{m1}$ (d_{e1} - зовнішній діляльний діаметр); $K_{be} = b_w / R_e$ (R_e - зовнішня конусна відстань).

Виразимо зведену кривину у формулі (4.6) через d_{e1} та u .

Після підстановок з урахуванням розмірностей одержуємо

$$b_H = Z \sqrt{\frac{3,85 \cdot 10^3 K_H T_1}{\gamma (1 - K_{be}) K_{be} d_{e1}^3 u}} \leq [b_H],$$

де $Z = Z_E \cdot Z_N \cdot Z_\epsilon$; $K_H = K_{H\psi} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}$; $\gamma = 0,85$ - коефіцієнт, який враховує зниження несучої здатності конічних передач порівняно з еквівалентними циліндричними.

Розрахунок зубців конічних коліс на згин аналогічний циліндричним колесам. Різниця полягає в коефіцієнтах, які наводяться в підручниках і довідниках.

Розрахунок кругових зубців виконуємо за методикою фірми "Глісон".

4.3.14. Матеріали для зубчастих коліс

Для силових передач використовують, як правило, сталі. Для малонавантажених і приладових передач окрім сталей застосовують чавун і пластмаси.

При малих швидкостях і навантаженнях $v < 10$ м/с використовують вуглецеві та низьколеговані сталі 35, 45, 40Х, 20Х,

40XH, для важконавантажених передач - цементовані сталі 12XH3A, 25XHT та ін.

Авіаційні зубчасті колеса виготовляють із цементованих і азотованих сталей електрошлакової або вакуумної переплавки.

У результаті хіміко-термічної обробки ці сталі мають твердість поверхні HRC 58...64 і твердість серцевини HRC 31...41. Близько 75% авіаційних коліс виготовлено із сталі 12X2H4A-Ш.

В останній час широко використовують сталі 14XГСН2МА, 20X3МВФА та ін. Вони містять у собі менше нікелю та більше теплостійкі.

4.3.15. Допустимі напруження при розразунках зубців на контактну витривалість

Такі напруження визначаємо за формулою

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H \text{ lim } b}}{S_H} Z_N \cdot Z_R \cdot Z_V,$$

де S_H - коефіцієнт запасу міцності ($S_H = 1,1$ при однорідній структурі, наприклад, поліпшення-гартування з високотемпературним відпусканням). $S_H = 1,2$ при поверхневому зміцненні зубців);

$Z_R = 0,9...1$ - коефіцієнт, що враховує шорсткість спряжених поверхонь зубців;

Z_V - коефіцієнт, що враховує колову швидкість,
 при $H < 350 \text{ HB}$ $Z_V = 0,85 v^{0,1}$,
 при $H \geq 350 \text{ HB}$ $Z_V = 0,925 v^{0,05}$;

$\sigma_{H \text{ lim } b}$ - тривала границя контактної витривалості (рис. 4.65); $\sigma_{H \text{ lim } k}$ - обмежена границя контактної витривалості.

На рис. 4.65 позначено: $N_k = 60 \text{ cп } L_h$ - поточне значення числа циклів навантажень; Π - частота обертів; c - число навантажень зубця зубчастого колеса за один оберт; L_h - ресурс (термін служби); N_H - базове число циклів.

$$N_H = 30 H_{HB}^{2,4} \leq N_{H \text{ lim } b},$$

де H_{HB} - твердість за Брінналем; $N_{H \text{ lim } b} = 12 \cdot 10^7$; m - по-

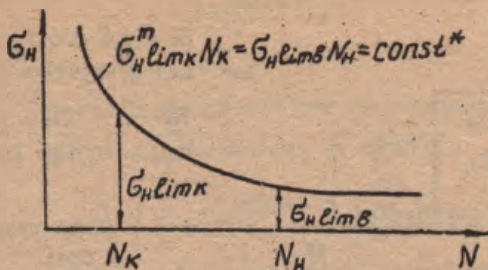


Рис. 4.65

казник степеня, $m = 6$ при $N_K \leq N_{H \lim}$, $m = 20$ при $N_K > N_{H \lim}$.

Із рівняння * на рисунку знайдемо

$$\sigma_{H \lim K} = \sqrt[m]{\frac{N_H}{N_K}} \sigma_{H \lim \sigma},$$

де $\sqrt[m]{\frac{N_H}{N_K}} = Z_N$ - коефіцієнт довговічності, що враховує термін служби та режим роботи передач. Він дорівнює:

$0,75 \leq Z_N \leq 2,6$ при однорідній структурі матеріалу колеса;

$0,75 \leq Z_N \leq 1,8$ при поверхневому зміцненні.

Величина $\sigma_{H \lim \sigma}$ залежить від твердості поверхні зубців. Для вуглецевих і легированих сталей при $HB < 350$ $\sigma_{H \lim \sigma} = 2HB + 70$, при $HRC 38...50$ $\sigma_{H \lim \sigma} = 17HRC + 200$; для легированих сталей при $HRC 56...64$ $\sigma_{H \lim \sigma} = 23 HRC$.

Для авіаційних цементованих сталей $\sigma_{H \lim \sigma} = 1500$ МПа.

При змінних режимах навантаження розрахунок коефіцієнта довговічності Z_N виконуємо за еквівалентним числом циклів N_{HE} .

Нехай задано циклограму (рис. 4.66). Методика визначення N_{HE} базується на гіпотезі нагромадження пошкоджень, яка стверджує: при роботі зубців із напруженнями, близькими до границі вивірності $\sigma_{H \lim}$ та більшими за неї, пошкодження нагромаджу-

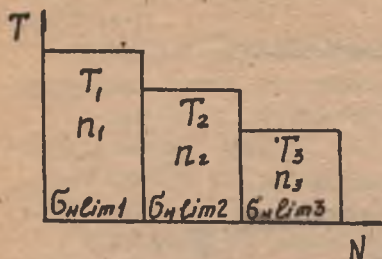


Рис. 4.66

ються.

Це аналітично виражається так (для конкретної циклограми

$$\frac{N_1}{N_{1p}} + \frac{N_2}{N_{2p}} + \frac{N_3}{N_{3p}}$$

$$= a \approx 1 \quad (\text{при тривалій роботі})$$

$$\text{або} \quad \sum \frac{N_k}{N_{kp}} = 1, \quad (4.7)$$

де N_k - число циклів дії деякого напруження $\sigma_{n \text{ lim } k}$;

N_{kp} - число циклів до руйнування при цьому напруженні.

Помножимо в рівнянні (4.7) чисельник і знаменник на

$\sigma_{n \text{ lim } k}^m$:

$$\sum \frac{\sigma_{n \text{ lim } k}^m \cdot N_k}{\sigma_{n \text{ lim } k}^m \cdot N_{kp}} = 1.$$

Із рівняння кривої Велера випливає, що знаменник є сталом, яку можна винести за знак суми та замінити на $\sigma_{n \text{ lim } \max}^m \cdot N_{HE}$.

Тоді

$$\sum \sigma_{n \text{ lim } k}^m N_k = \sigma_{n \text{ lim } \max}^m \cdot N_{HE} = \sigma_{n \text{ lim } b}^m \cdot N_H = \text{const},$$

тобто дію всього комплексу напружень протягом розрахункового терміну служби замінюють дією максимального напруження протягом еквівалентного числа циклів.

Виразимо N_k і запишемо:

$$60c \cdot \sum \sigma_{n \text{ lim } k}^m \cdot n_k \cdot L_{hk} = \sigma_{n \text{ lim } \max}^m \cdot N_{HE}.$$

Тоді

$$N_{HE} = 60c \cdot \sum \left(\frac{\sigma_{n \text{ lim } k}}{\sigma_{n \text{ lim } \max}} \right)^m \cdot n_k \cdot L_{hk}; \quad m=6 \text{ чи } 20,$$

або

$$N_{HE} = 60c \cdot \sum \left(\frac{T_k}{T_{\max}} \right)^3 \cdot n_k \cdot L_{hk},$$

тому що

$$\sigma_H = f(\sqrt{T}).$$

4.3.16. Допустимі напруження при розрахунках зубців на згин

Такі напруження визначаємо за формулою

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F \lim b}}{S_F} \cdot y_N \cdot y_R \cdot y_X,$$

де S_F - коефіцієнт запасу міцності; в залежності від матеріалу та термообробки зубців $S_F = 1,55 \dots 1,7$.

За аналогією з розрахунками на контактну витривалість

$$y_N = \sqrt[q]{\frac{N_F}{N_K}} \geq 1 \quad (4.8)$$

- коефіцієнт довговічності, який враховує термін служби та режим роботи передачі; q - показник степеня в рівнянні похилої ділянки кривої витривалості, $q = 6$ - для зубців з однорідною структурою матеріалу, $q = 9$ - для зубців з поверхневим зміцненням.

Максимальне значення y_N :

$$y_{N \max} = 4 \quad \text{при } q = 6;$$

$$y_{N \max} = 2,5 \quad \text{при } q = 9.$$

При змінних режимах навантаження у формулу (4.8) замість N_K ставлять N_{FE} - еквівалентне число циклів.

У залежності (4.8) $N_F = 4 \cdot 10^6$ - базове число циклів для сталених зубців.

Якщо $N_K > N_F$, то $y_N = 1$.

Границя витривалості при згині

$$\sigma_{F \lim b}^0 = \sigma_{F \lim}^0 \cdot y_A \cdot y_H,$$

де $\sigma_{F \lim}^0$ - границя витривалості зубців при згині у віднульовому циклі, яка відповідає базовому числу циклів; y_A - коефіцієнт, що враховує вплив двобічного прикладання навантаження.

При однобічному прикладанні навантаження (звичайна зубчаста нерEVERсивна передача) $y_A = 1$, при двобічному - $y_A < 1$

або визначається за складними формулами, які тут не розглядаються.

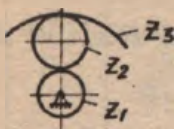


Рис. 4.67

4.3.17. Розрахунок зубців на контактну та згинну міцності при дії максимальних навантажень

Максимальні (пікові) крутильні моменти можуть призвести до втрати статичної міцності зубців. Для упередження цього проводять розрахунки за максимальними напруженнями.

Перевантаження з контактної міцності спричиняють обминання робочих поверхонь зубців.

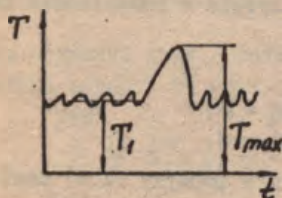


Рис. 4.68

Максимальні контактні напруження при перевантаженнях крутильним моментом $T_{\max}$ (рис. 4.68) можна виразити через відомі напруження σ_H :

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{\max}}{T_1}} \leq [\sigma_H]_{\max},$$

де σ_H - контактні напруження при розрахунку на витривалість;

$[\sigma_H]_{\max} = 2,8 \sigma_T$ - максимальні допустимі контактні напруження для поліпшених і об'ємно-загартованих зубців;

$[\sigma_H]_{\max} = 44 \sigma_{H \text{ нис}}$ для поверхневозміцнених зубців.

Перевантаження із згинної міцності може призвести до крижкої поломки зубця.

Максимальні напруження згину визначаємо через відомі напруження σ_F :

$$\sigma_{F \max} = \sigma_F \frac{T_{\max}}{T_1} \leq [\sigma_F]_{\max},$$

де σ_F - напруження згину при розрахунках на витривалість;
 $[\sigma_F]_{\max} = 0,8 \sigma_T$ при твердості зубців $HB \leq 350$ - максимальні допустимі напруження згину, $[\sigma_F]_{\max} = 0,6 \sigma_T$ при $HB > 350$.

4.3.18. Послідовність розрахунку зубчастої передачі

Проектний розрахунок:

1. Визначаємо число зубців спряжених коліс.
2. Вибраємо матеріал зубчастих коліс.
3. Знаходимо допустимі напруження.
4. Обчислюємо значення коефіцієнтів K_H і K_F .
5. Визначаємо діаметр початкового кола шестірні d_{w1} .
6. Обчислюємо модуль зачеплення та округляємо його значення до ближчого стандартного.
7. Знаходимо розміри зубчастих коліс.
8. Обчислюємо колову швидкість та уточнюємо прийнятий у вихідних даних ступінь точності передачі.

Перевірний розрахунок:

1. Знаходимо коефіцієнти Z_E , Z_H , Z_ϵ .
2. Визначаємо контактні напруження в полюсі зачеплення.
3. Обчислюємо напруження згину для зубців більш слабкого колеса.
4. Виконуємо розрахунок зубців на контактну та згинну міцності при дії максимальних навантажень.
5. Здійснюємо розрахунок зубців на заїдання.

4.4. Черв'ячні передачі

Ці передачі з перехресними осями, вони містять у собі черв'як і черв'ячне колесо. В черв'ячних передачах рух здійснюється за принципом гвинтової пари. Черв'як - це гвинт, а черв'ячне колесо - сектор довгої гайки, який зігнутий в кільце (рис. 4.69).



Рис. 4.69

Розглянемо схему черв'ячної передачі. Проведемо початкові діаметри d_{w1} та d_{w2} і кола виступів черв'яка та черв'ячного

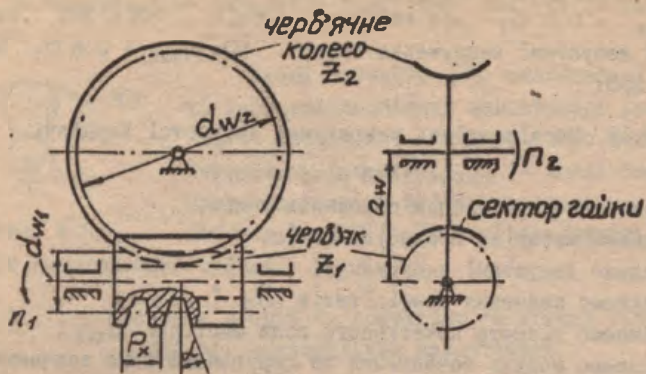


Рис. 4.70

колеса (рис. 4.70).

Осьовий крок P_x гвинтової нарізки черв'яка називають кроком зачеплення; $m = P_x / \pi$ - модуль зачеплення в осьовому перерізі.

Нарізка черв'яка може бути однозахідною та багатозахідною.

На рис. 4.70 позначено:

Z_1 - число заходів (число витків) черв'яка, $Z_1 = 1, 2$ або 4; Z_2 - число зубців черв'ячного колеса, $Z_2 \geq 26$ в умови відсутності підрізу зубців.

Оптимально в силових передачах $Z_2 = 32 \dots 63$ (не більше 80).

Передаточне число черв'ячної передачі $u = Z_2 / Z_1$; передаточне відношення $i = n_1 / n_2$, звичайно $i = 10 \dots 60$.

4.4.1. Види черв'яків

Геометричні співвідношення у черв'ячній передачі. Розрізняють циліндричні черв'яки та глобоїдні (рис. 4.71).

У глобоїдних черв'яках в 1,5-2 рази вища навантажувальна здатність, але вищі й осьові сили.

За формою профілю зуба черв'яки поділяються на архімедові, конвольютні та евольвентні.

Архімедові черв'яки (рис. 4.72, а) подібні до гвинтів з

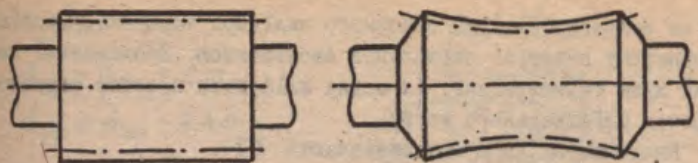


Рис. 4.71

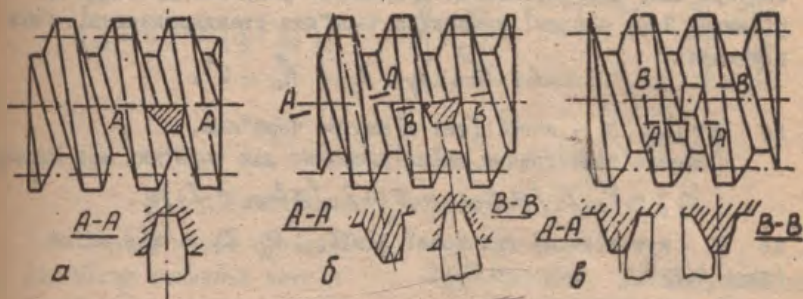


Рис. 4.72

трапецеїдальною нарізкою. Вони мають прямолінійний профіль в осьовому перерізі. В торцевому перерізі витки окреслені архімедовою спіраллю. Ці черв'яки прості у виготовленні, якщо немає потреби в їхньому шліфуванні. Тому вони використовуються в тихохідних, не дуже навантажених передачах.

Архімедові черв'яки позначають ZA .

Конволютні черв'яки (рис. 4.72, б) мають прямолінійний профіль в нормальному перерізі витка або западини, а в торцевому - окреслені подовженою або укороченою евольвентою. Вони більш технологічні, ніж архімедові черв'яки, їх легше нарізати різцями та шліфувати.

Конволютні черв'яки позначають ZN .

Евольвентні черв'яки (рис. 4.72, в) являють собою косозубі колеса з малим числом зубців, яке дорівнює числу заходів черв'яка, та дуже великим кутом нахилу зубців. Вони мають прямолінійний профіль у перерізі площиною, паралельною осевій, але зміше-

ною на величину радіуса основного циліндра черв'яка. Профіль в торцевому перерізі окреслений евольвентою. Евольвентні черв'яки дуже технологічні. Їх можна шліфувати плоскою торцевою стороною шліфувального круга.

Евольвентні черв'яки позначають ZJ .

Вибір типу черв'яка залежить від способу його виготовлення.

Черв'ячне колесо нарізають черв'ячною фрезой, яка є копією черв'яка, але його витки споряджені ріжучими кромками для різання. Тому основні параметри черв'яка стандартизовані. Суди відносять:

$$\alpha; m; q; Z_1; h_a^*; c^*,$$

де $q = d_{w1}/m$ - коефіцієнт діаметра черв'яка.

Основне геометричне співвідношення для черв'яка має вигляд

$$\operatorname{tg} \gamma = P_x Z_1 / \pi d_{w1} = \pi m Z_1 / \pi d_{w1} = Z_1 / q,$$

де γ - кут підйому гвинтової лінії; $P_x \cdot Z_1$ - хід витка (рис. 4.73).

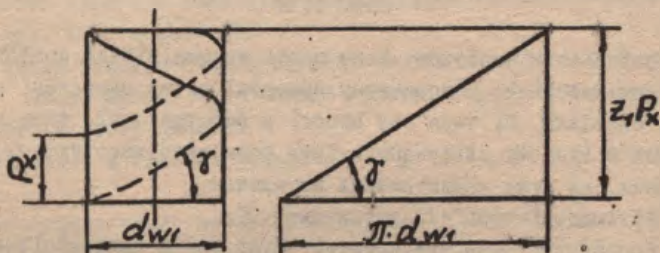


Рис. 4.73

Основні розміри черв'ячної передачі позначені на рис.4.74. Вони дорівнюють:

$$d_{w1} = q m;$$

$$d_{a1} = d_{w1} + 2 m;$$

$$d_{f1} = d_{w1} - 2,4 m;$$

$$d_{w2} = m Z_2;$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 m;$$

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

$$a_w = 0,5 m (q + Z_2).$$

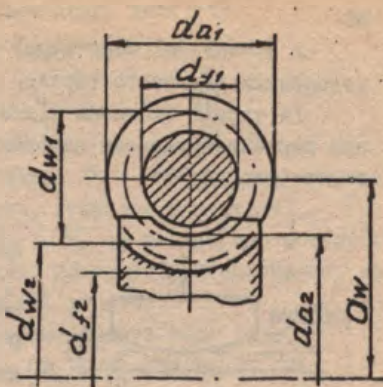


Рис. 4.74

4.4.2. Ковзання у черв'ячній передачі

У черв'ячній передачі має місце ковзання витків черв'яка по зубцях черв'ячного колеса. Швидкість ковзання спрямована по дотичній до гвинтової лінії черв'яка. Покажемо це на схемі (рис. 4.75): v_1 , v_2 - колові швидкості черв'яка та черв'ячного колеса (абсолютні швидкості); v_s - швидкість ковзання.

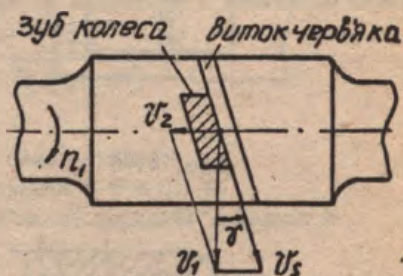


Рис. 4.75

$$v_s = \sqrt{v_1^2 + v_2^2} = \frac{v_1}{\cos \gamma};$$

$$\frac{v_2}{v_1} = \tan \gamma.$$

Оскільки кут підйому гвинтової лінії черв'яка γ практично завжди менше 30° , то $v_2 \ll v_1 < v_s$.

У зачепленні черв'ячної передачі виникають складності з утворенням рідинного тертя.

Із теорії змащення відомо, що рідинне тертя утворюється при перпендикулярному напрямку швидкості ковзання до лінії контакту (рис. 4.76).

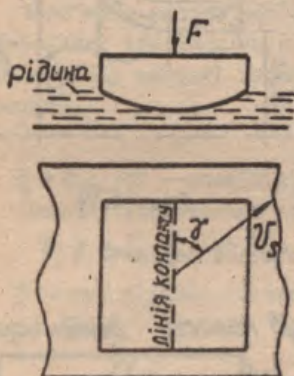


Рис. 4.76



Рис. 4.77

Якщо $\gamma \rightarrow 0$, то буде граничне або напіврідинне, тертя.

У зачепленні черв'ячної передачі є зони, де кут γ малий. В цих зонах починається заїдання, яке поширюється на всю робочу поверхню зубця (рис. 4.77). Для обмеження заїдання використовують антифрикційні пари матеріалів – черв'як – сталь, колесо – бронза (чавун) – та обмежують величину контактних напруг.

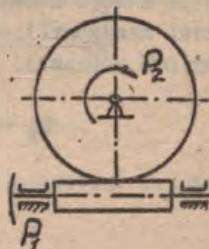


Рис. 4.78

4.4.3. ККД черв'ячної передачі

ККД черв'ячної передачі (рис. 4.78)

$$\eta = \frac{P_2}{P_1} = \frac{P_1 - P_r}{P_1} = 1 - \frac{P_r}{P_1},$$

де P_1 - потужність на черв'яку; P_2 - потужність на черв'ячному колесі; P_r - потужність, утрачена в передачі, $P_r = P_3 + P_n + P_f$; P_3 , P_n , P_f - відповідно потужність, утрачена на тертя в зачепленні, на тертя в підшипниках, на перемішування мастила (гідравлічні втрати).

ККД черв'ячної передачі можна подати так:

$$\eta = 1 - (\psi_3 + \psi_n + \psi_f),$$

де вираз в дужках - це коефіцієнт утрат,

$$\psi_3 = \frac{P_3}{P_1}; \quad \psi_n = \frac{P_n}{P_1}; \quad \psi_f = \frac{P_f}{P_1}.$$

ККД черв'ячного зачеплення за аналогією з гвинтовою паров:

$$\eta_3 = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg} (\gamma + \rho')},$$

де ρ' - зведений кут тертя.При $\eta_3 < 0,5$ передача є самогальмівною.Для надійності самогальмування $\gamma < 0,5 \rho'$.

Середні значення ККД черв'ячної передачі наведено в табл. 4.4.

Т а б л и ц я 4.4

Z_1	1	2	4
η	0,7...0,75	0,75...0,82	0,82...0,87

Переваги черв'ячних передач:

1. Велике передаточне відношення $i = 8 \dots 80$.
2. Плавність та безшумність роботи.

Недоліки черв'ячних передач:

1. Порівняно низький ККД.
2. Підвищене спрацювання та схильність до заїдання.

3. Потреба в кольорових металах.

4. Висока точність монтажу.

Черв'ячні передачі використовуються для передач малих та середніх потужностей, як правило, до 50 кВт і як винятки – до 200 кВт.

4.4.4. Сили, що діють в зачепленні черв'ячної передачі

Для аналізу сил, які діють в зачепленні, покажемо схему черв'ячної передачі (рис. 4.79). Якщо сили тертя не враховувати, то в черв'ячному зачепленні діють:

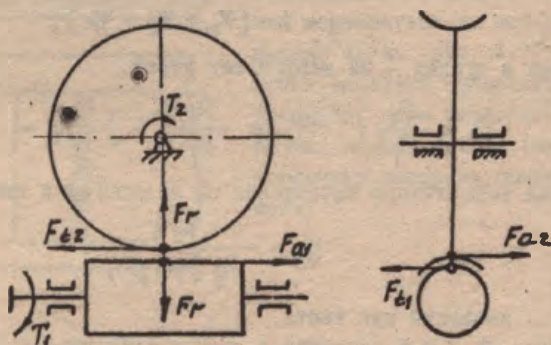


Рис. 4.79

1. Колова сила черв'яка F_{t1} , яка дорівнює осьовій силі колеса F_{a2} :

$$F_{t1} = F_{a2} = \frac{2T_1}{d_{w1}}$$

2. Колова сила колеса F_{t2} , що дорівнює осьовій силі черв'яка F_{a1} :

$$F_{t2} = F_{a1} = \frac{2T_2}{d_{w2}}$$

У наведених формулах T_1 і T_2 – крутильні моменти на черв'яку і черв'ячному колесі, $T_2 = T_1 \cdot i \cdot \eta$.

3. Радіальна сила, яка роздвигає черв'як і колесо (рис. 4.80):

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

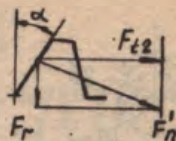


Рис. 4.80

4.4.5. Розрахунки черв'ячних передач на міцність

Черв'ячні передачі розраховують на контактну і згинну міцності.

У черв'ячних передачах частіше спостерігається заїдання та спрацювання, а не викришування, що пов'язано з великими швидкостями ковзання. Заїдання та спрацювання залежать від рівня контактних напружень.

Розрахунок контактних напружень виконуємо по більш слабкій ланці – черв'ячному колесу – за формулою Герца:

$$\sigma_H = Z_E \sqrt{\frac{W_H}{\rho_{\Sigma b}}} \leq [\sigma_H],$$

де $Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi \left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right)}}$ – коефіцієнт, який враховує механічні властивості матеріалів черв'яка та зубців черв'ячного колеса; E_1 , E_2 – модулі пружності матеріалів черв'яка та черв'ячного колеса; ν_1 , ν_2 – коефіцієнти Пуассона;

$W_H = \frac{K_H F_H}{\ell_{\Sigma}}$ – нормальне навантаження на одиницю довжини контактних ліній; ℓ_{Σ} – сумарна довжина контактних ліній.

За аналогією з косозубчастими передачами можна записати

$$\ell_{\Sigma} = \frac{b_w \varepsilon_{\alpha}}{\cos \beta}.$$

Ширина черв'ячного колеса по дузі кола виражається через початковий діаметр черв'яка та умовний кут охопту 2δ (рис. 4.81).

Для черв'ячних передач кут - не β , а γ .
Тоді

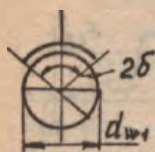


Рис. 4.81

$$b_w = \pi d_{w1} \frac{2\delta}{360^\circ}$$

$$l_z = \frac{\pi d_{w1}}{\cos \gamma} \cdot \frac{2\delta}{360^\circ} \cdot \epsilon_\alpha \cdot \xi' - \text{сумарна довжина кон- тактних ліній,}$$

де $\epsilon_\alpha \approx 1,8 \dots 2,2$ - торцевий коефіцієнт перекриття в середній площині черв'ячного колеса; $\xi' \approx 0,75$ - коефіцієнт, який враховує неповноту контакту на дузі охопту, тобто контакт не на дузі 2δ , а на меншій. В остаточному вигляді нормальні питомі навантаження визначаються залежністю

$$W_n = \frac{2 K_H T_2 \cdot 360^\circ \cos \gamma}{d_{w2} d_{w1} \pi \cdot 2\delta \cos \alpha \cos \gamma \cdot \epsilon_\alpha \cdot \xi'}$$

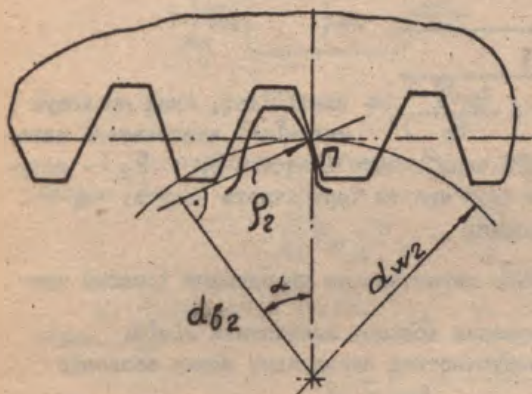


Рис. 4.82

Для визначення зведеного радіуса кривини покажемо зачеплення черв'ячного колеса і архімедова черв'яка в осьовому перерізі (рис. 4.82). Із рисунка видно, що $\rho_1 = \infty$, тому що черв'як має прямолінійний профіль.

У загальному вигляді за аналогією з косозубчастю передачею

$$\frac{1}{\rho_{zb}} = \frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2} = \frac{2 \cos^2 \gamma}{d_{w1} \sin \alpha} + \frac{2 \cos^2 \gamma}{d_{w2} \sin \alpha} - \text{зведена кривина,}$$

звідки

$$\frac{1}{\rho_{\Sigma b}} = \frac{2 \cos^2 \gamma}{d_{w2} \sin \alpha}.$$

Підставимо у формулу Герца одержані вирази, а також урахуємо, що $d_{w2} = mZ_2$; $d_{w1} = mq$; $\alpha = 20^\circ$; $\gamma \approx 10^\circ$; $2\delta \approx 100^\circ$. Дістанемо вираз для перевірних розрахунків на контактну міцність:

$$\sigma_H \sqrt{\frac{15000}{d_{w2}}} \sqrt{\frac{T_2 \cdot K_H}{d_{w1}}} \leq [\sigma_H]. \quad (4.9)$$

У проектному розрахунку визначаємо d_w або d_{w2} за рівнянням, одержаним із залежності (4.9):

$$d_{w1} = qm = \frac{q d_{w2}}{Z_2}; \quad a_w = 0,5 (d_{w1} + d_{w2}) = 0,5 m (q + Z_2).$$

В остаточному вигляді

$$a_w = 610 \sqrt[3]{\frac{T_2 K_H}{[\sigma_H]^2}}.$$

4.4.6. Розрахунок черв'ячних коліс на згин зубців

Розраховуємо тільки зубці колеса як більш слабкі. Розрахунок виконуємо як перевірний.

Приблизно черв'ячне колесо розглядаємо як косозубе.

Напруження згину

$$\sigma_F = Y_F Y_E Y_\gamma \frac{W_{t2}}{m_n} \leq [\sigma_F].$$

У зв'язку з дуговою формою зубець черв'ячного колеса міцніший, ніж зубець косозубого колеса, приблизно на 40%. Це враховує коефіцієнт форми Y_F , який вибираємо за еквівалентним числом зубців: $Z_v = Z_2 / \cos^3 \gamma$ (табл. 4.5).

Т а б л и ц я 4.5

Еквівалентне число зубців	20	50	150	300
Y_F	1,98	1,45	1,27	1,24

Для черв'ячного зачеплення $y_{\epsilon} \cdot y_f \approx 0,7$. і тоді

$$\sigma_F = 0,7 y_F \frac{W_{t2}}{m_n} \leq [\sigma_F],$$

де $W_{t2} = \frac{F_{t2}}{\delta_2} K$; $K = K_p \cdot K_v \approx 1,1 \dots 1,4$ - коефіцієнт розрахункових навантажень. Більшими є значення для швидкісних передач і змінних навантажень.

4.4.7. Матеріали та допустимі напруження передач

Для мало- та середньонавантажених передач черв'яки виготовляють із вуглецевих і низьколегованих сталей 45, 40X, 40XH, 35XГСА та ін. з HRC 45...55, для швидкісних важконавантажених черв'ячних передач - із легованих цементованих сталей 20X, 12XНІ, 18ХГТ, 15ХФ та ін. з HRC 58...62, а вінці черв'ячних коліс при високих швидкостях ковзання (до 30 м/с) - із олов'янистих бронз Бр ОФ10-І, БронФ10-І-І та ін.

Для тихохідних передач використовують алюмінієво-залізисті бронзи Бр АЖ9-4, Інколи - чавун СЧ15-32 та ін.

Допустимі напруження у розрахунках черв'ячних передач визначаємо залежно від матеріалу черв'ячного колеса та способу одержання його заготовки (відливка в землю чи в кокіль).

Допустимі контактні напруження

$$[\sigma]_H = [\sigma]_{H0} Z_N,$$

де $[\sigma]_{H0}$ - допустиме контактне напруження для бази випробувань, яке вибирають з таблиць; $N_{H0} = 10^7$; Z_N - коефіцієнт довговічності,

$$Z_N = \sqrt[8]{10^7 / N_{HE}}.$$

Допустимі напруження на згин

$$[\sigma]_F = [\sigma]_{F0} y_{N0}.$$

Тут $[\sigma]_{F0}$ - допустиме напруження для бази випробувань, яке дорівнює 10^6 ; y_N - коефіцієнт довговічності при розрахунку на згин,

$$y_N = \sqrt[9]{10^6 / N_{FE}}.$$

де N_{HE} , N_{FE} - еквівалентне число циклів навантаження зуб-
ців.

4.4.8. Тепловий розрахунок і змащення черв'ячної передачі

Утрачена в черв'ячній передачі потужність на тертя перетворюється в тепло. Якщо відвід тепла недостатній, то передача може вийти з ладу внаслідок перегрівання.

Для черв'ячних передач тепловий розрахунок виконуємо на основі теплового балансу, тобто прирівнюємо кількість тепла виділеного до відведеного:

$$A_{\text{вуд}} = A_{\text{відб}},$$

$$A_{\text{вуд}} = 1000(1-\eta)P_1,$$

де P_1 - потужність на входному валу передачі, кВт;

$$A_{\text{відб}} = K_T(t_1 - t_0)S,$$

де S - поверхня охолодження, м^2 , для її збільшення використовують ребристі корпуси; t_0 - температура навколишнього середовища; t_1 - температура масла; K_T - коефіцієнт теплоотдачі,

$$\frac{\text{ккал}}{\text{м}^2 \cdot \text{г.град}}.$$

$$K_T \approx 7 \dots 10, \frac{\text{ккал}}{\text{м}^2 \cdot \text{г.град}} \text{ для закритих приміщень.}$$

Для звичайних редукторних мастил $t_1 = 60 \dots 70^\circ\text{C}$, для авіаційних мастил $t_1 = 100 \dots 120^\circ\text{C}$.

Якщо $A_{\text{вуд}} < A_{\text{відб}}$, то природного охолодження достатньо. У протилежному випадку необхідно використовувати штучне охолодження або знижувати потужність передачі.

Розглянемо два основні способи (є й інші) штучного охолодження:

1. Обдування корпусу вентилятором (рис.4.83). При цьому

$$K_T = 18 \dots 24 \frac{\text{ккал}}{\text{м}^2 \cdot \text{г.град}}.$$

2. Циркуляційне змащення під тиском (рис. 4.84).

Повітряне охолодження просте та надійне. Воно ефективне при розташуванні черв'яка під черв'ячним колесом.

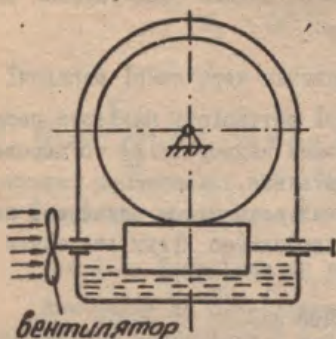


Рис. 4.83

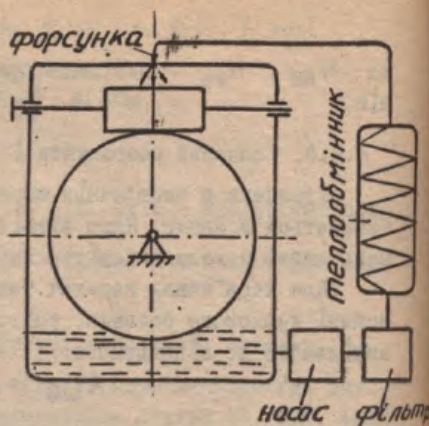


Рис. 4.84

Якщо черв'як розташований зверху або обдування недостатньо то використовують циркуляційне змащення під тиском.

Сорти мастила певної в'язкості для змащення вибираємо залежно від колової швидкості черв'яка та температури.

З метою підвищення опору проти заїдання використовуємо мастила більшої в'язкості.

4.5. Хвильові передачі

4.5.1. Будова та принцип роботи хвильових передач.

Генератори хвиль

Звичайна хвильова передача складається з трьох основних ланок: генератора хвиль деформації, гнучкого колеса, жорсткого колеса.

Розглянемо схему хвильової передачі в статичному стані (рис. 4.85). Одне з коліс (жорстке або гнучке) з'єднуємо з тієї ж осі валом, друге – з корпусом. Якщо обидва колеса рухомі – передача диференціальна.

Якщо зубців немає, то передача – фрикційна, якщо є, – то зубчаста (ХЗП).

Позначимо числа зубців гнучкого та жорсткого коліс Z_r , $Z_{ж}$, генератор хвиль – H .

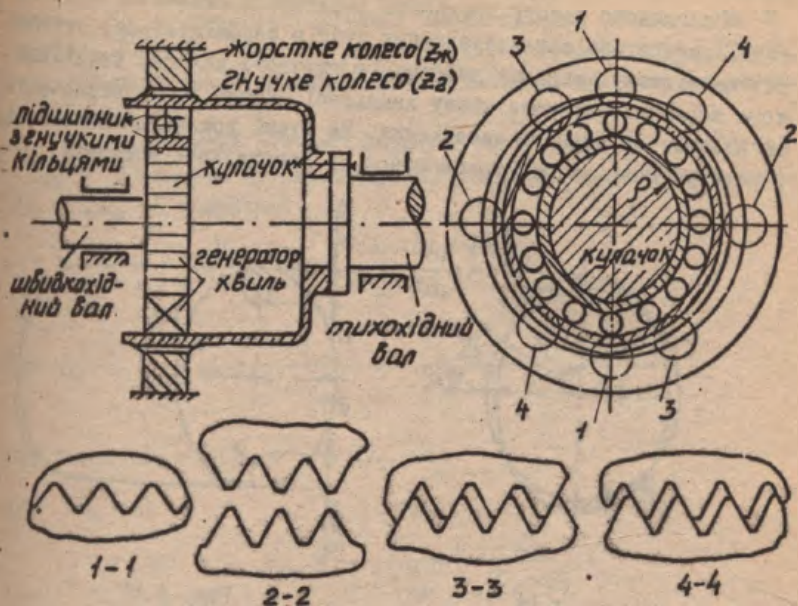


Рис. 4.85

Звичайно $Z_r \neq Z_{\text{ж}}$, на схемі $Z_{\text{ж}} > Z_r$.

Гнучке колесо називають так тому, що воно при роботі пружно деформується генератором хвиль. На схемі показано кулачковий генератор, що складається з кулачка, який має радіус-вектор ρ , і посадженого на кулачок підшипника з гнучкими кільцями. Це генератор з підшипником кочення. Якщо кулачок взаємодіє безпосередньо з гнучким колесом, то тоді маємо генератор з підшипником ковзання.

Вставлений усередину гнучкого колеса генератор хвиль пружно деформує його так, що гнучке колесо з круглого перетворюється на еліптичне. При цьому на великій осі еліпса (зони I-I) зубці гнучкого та жорсткого коліс зачіпляються на всю свою висоту, а на малій осі (зони 2-2) зачеплення повністю відсутнє. На проміжних ділянках (зони 3-3, 4-4) маємо неповне зачеплення зубців.

Розглянемо роботу хвильової передачі в динаміці. При обертанні генератора зона зачеплення зубців переміщується, створюючи послідовну хвильову деформацію гнучкого колеса, внаслідок чого передача одержала назву хвильової. Число хвиль визначається числом зон повного зачеплення. На схемі показано двоххвильову передачу. Розрізняють також одно- та трихвильові передачі.

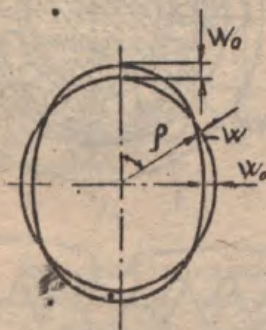


Рис. 4.86

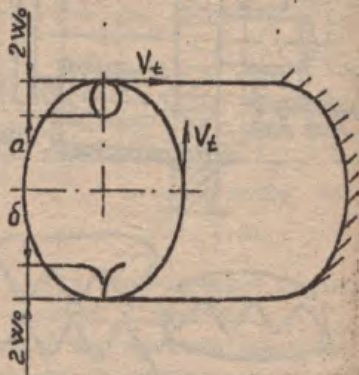


Рис. 4.87

При перетворенні круглого гнучкого колеса в еліптичне його максимальну деформацію позначаємо W_0 , проміану — W (рис. 4.86).

Якщо закріпити гнучке колесо нерухомо, а генератор обертати, то кожна точка гнучкого колеса здійснює рух по деякій петлі (рис. 4.87, а).

Точки гнучкого колеса, розташовані на великій осі деформації та близько неї, мають колову швидкість V_t . Така ж сама швидкість, але протилежно спрямована, притаманна точкам гнучкого колеса, які лежать на малій осі деформації. Таким чином, у зоні повного зачеплення зубців колова швидкість передається його точкам не за рахунок обертів гнучкого колеса, а внаслідок його хвильового деформування.

Якщо гнучке колесо обертається, то овальна траєкторія точки перетворюється у форму, показану на рис. 4.87, б.

Різницю чисел зубців гнучкого та жорсткого коліс приймаємо кратною числом хвиль.

У загальному випадку $Z_{\text{ж}} - Z_{\text{г}} = \pm K_z U$, де U - число хвиль; K_z - коефіцієнт різниці чисел зубців, $K_z = 1, 2, 3$, частіше $K_z = 1$. Тоді для двохвальнової передачі $Z_{\text{ж}} - Z_{\text{г}} = 2$.

Для визначення передаточного відношення використовуємо метод Віліса.

Для цього воїй системі надамо кутову швидкість генератора $\omega_{\text{н}}$. Позначимо кутові швидкості гнучкого та жорсткого коліс $\omega_{\text{г}}$, $\omega_{\text{ж}}$ і запишемо:

$$i_{\text{гж}}^{\text{н}} = \frac{\omega_{\text{г}} - \omega_{\text{н}}}{\omega_{\text{ж}} - \omega_{\text{н}}} = -\frac{Z_{\text{ж}}}{Z_{\text{г}}},$$

при $\omega_{\text{ж}} = 0$ $i_{\text{нг}}^{\text{ж}} = \frac{1}{1 - i_{\text{гж}}^{\text{н}}} = -\frac{Z_{\text{г}}}{Z_{\text{ж}} - Z_{\text{г}}} = \frac{Z_{\text{г}}}{Z_{\text{г}} - Z_{\text{ж}}},$

при цьому $Z_{\text{г}} = 2 i_{\text{нг}}^{\text{ж}}$, $Z_{\text{ж}} = Z_{\text{г}} + 2$;

при $\omega_{\text{г}} = 0$

$$i_{\text{нж}}^{\text{г}} = \frac{1}{1 - i_{\text{жг}}^{\text{н}}} = \frac{Z_{\text{ж}}}{Z_{\text{ж}} - Z_{\text{г}}},$$

при цьому $Z_{\text{ж}} = 2 i_{\text{нж}}^{\text{г}}$, $Z_{\text{г}} = Z_{\text{ж}} - 2$.

Патент на хвильову зубчасту передачу одержав у 1959 р. американський винахідник В. Масер.

Переваги хвильсвих передач:

1. Велике передаточне відношення в одній ступені $i = 80 \dots \dots 320$.

2. Висока навантажувальна здатність внаслідок підвищеної багатопарності зачеплення.

3. Можливість передачі руху через суцільну стінку (рис. 4.88).

4. Порівняно високий ККД $\eta = 0,85 \dots 0,92$.

5. Великі кінематична точність та плавність.

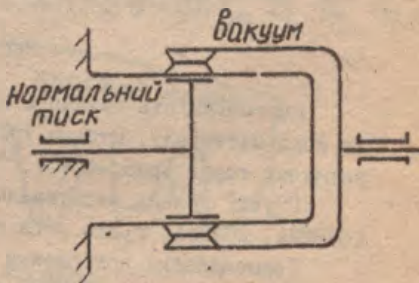


Рис. 4.88

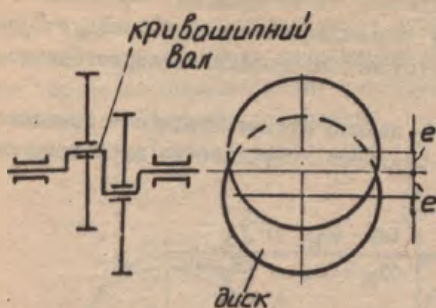


Рис. 4.89

Недоліки хвильових передач:

1. Висока напруженість основних елементів.
2. Нагрівання внаслідок малих габаритних розмірів при передачі великих потужностей.

Крім кулачкових використовують і дискові генератори хвиль (рис. 4.89).

Існують також гідромеханічні, електромагнітні та інші генератори хвиль.

4.5.2. Критерії працездатності та розрахунку хвильових передач

Основні критерії працездатності:

1. Міцність гнучкого колеса. В оболонці гнучкого колеса діють змінні нормальні і дотичні напруження. Напруження згину виникають уже при складанні передачі, є сильний концентратор напружень - зубці.

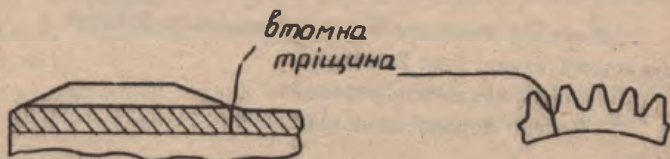


Рис. 4.90

Довговічність гнучкого колеса визначається втомною міцністю його матеріалу. Втомна тріщина виникає в западинах зубців на задньому торці (рис. 4.90).

Гнучкі колеса виготовляють із хромонікелевих сталей 40ХН2МА, 20ХН3А, рідше - із сталі 30ХГСА.

Термообробка-поліпшення HRC 28...32, HRC 30...34 (при нарізанні твердосплавними фрезами).

Жорсткі колеса виготовляють із сталей 45, 40Ж, Інколу, для утворення антифрикційної пари, використовують чавун.

2. Ресурс підшипників генератора хвиль.

3. Жорсткість ланок, або граничний момент, що передається, при досягненні якого передача починає клацати, як запобіжна муфта (ратчетінг).

4. Зносостійкість бічних поверхонь зубців.

4.5.3. Розрахунки хвильових передач

Розрахунок хвильової передачі включає два етапи: проектний і перевірний.

Проектний розрахунок полягає в попередньому визначенні розмірів гнучкого колеса, перевірний - у перевірці працездатності хвильової передачі за критеріями працездатності.

Проектний розрахунок

Умову несучої здатності бічних поверхонь зубців можна записати так:

$$p = \frac{F_n \cdot K_\beta}{\sum S} \leq [p], \quad (4.10)$$

де p - питомий тиск; $[p] = 20 \dots 25 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2}$ - допустимий питомий тиск; $F_n = \frac{2T_T}{d_f \cdot \cos \alpha_w}$ - нормальна до поверхні зубців сила;

T_T - крутільний момент на тихохідному валу; d_f - діаметр гнучкого колеса; $K_\beta = 2,4 \dots 2,8$ - коефіцієнт, який враховує концентрацію навантажень по довжині зубців; $\sum S$ - сумарна площа, рівновелика до тієї, що була б при зачепленні зубців на половину заходу (рис. 4.91), $\sum S = 0,5 K_\alpha \cdot Z_f \cdot b_f \cdot h_d$;



Рис. 4.91

$K_E = Z_Z / Z_r$, де Z_Z - число зубців, які знаходяться в контакті; звичайно $K_E \approx 0,3 \dots 0,4$; b_r - ширина зубчастого вінця гнучкого колеса; $h_d = (1,2 \dots 1,4) m$ - глибина заходу; $m = d_r / Z_r$. Позначимо $\psi_b = \frac{b_r}{d_r}$. Після підстановки всіх виразів у (4.10) одержимо

$$d_r = 28 \sqrt[3]{\frac{T_r}{\psi_b [p]}} \text{ мм.}$$

Інші розміри гнучкого колеса зручно виражати в частках діаметра d_r . Їх раціональні параметри такі (рис. 4.92):

$$h_1 = (0,012 \dots 0,014) d_r; \quad h_2 = (0,5 \dots 0,6) h_1;$$

$$b_r = (0,2 \dots 0,22) d_r; \quad L = (0,8 \dots 0,9) d_r.$$

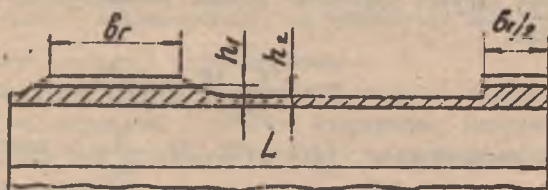


Рис. 4.92

П е р е в і р н и й р о з р а х у н о к

Перевірка за критерієм "міцність гнучкого колеса" зводиться до визначення коефіцієнта запасу втомної міцності.

У небезпечному перерізі гнучкого колеса, який приходить на внутрішній торць зубчастого вінця, діють такі основні напруження: напруження згину в колосовому напрямку, напруження розтягу, дотичні напруження.

Напруження згину. Для їх визначення використовуємо напівбезмоментну теорію оболонок:

$$\sigma_t = \gamma_z \left[E h_1 / (2r^2) \right] \left(W + \frac{d^2 W}{d\varphi^2} \right), \quad (4.11)$$

де $W = W_0 \cos 2\varphi$ - закон деформування гнучкого колеса.

Розв'язавши рівняння (4.11), одержимо

$$\sigma_t = \sigma_{ta} = 6 y_z E h_1 w_0 / d_r^2,$$

де σ_{ta} - амплітуда напруження згину;

$$y_z = \frac{1}{1 - K_s \left[1 - \left(\frac{h_1}{h_{2p}} \right)^3 \right]} - \text{коефіцієнт впливу зубців.}$$

Тут $K_s = S_{fr} / P$. $P = \pi m$ - крок зубців, S_{fr} - товщина зуба по колу западин,

$$S_{fr} = d_{fr} \left(\frac{\pi}{2 Z_r} + \frac{2 x_r \cdot \operatorname{tg} \alpha}{Z_r} + \operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_{fr} \right),$$

де $\cos \alpha_{fr} = d_{br} / d_{fr}$; d_{br} - діаметр основного кола;
 $h_{2p} = h_1 + h_p$; $h_p \approx 0,35 m$ - висота зуба, яка бере участь у деформації оболонки.

Напруження розтягу. У гнучкому колесі діють напруження розтягу від реакції генератора.

Силу, яка розтягає гнучке колесо, визначаємо з умови рівноваги (рис. 4.93):

$$2 \bar{q}_r \sin(d\varphi/2) = 2 N \sin(d\varphi/2) + d N \sin(d\varphi/2),$$

звідки $N = \bar{q}_r$.

Напруження розтягу

$$\sigma_p = \frac{K N}{h_1},$$

де $K = 1, 1, \dots, 1, 3$ - коефіцієнт нерівномірності.

Виразивши $\bar{q}$ через крутильний момент T_T та параметри генератора, одержимо

$$\sigma_p = 0,9 T_T / (d_r \cdot b_r \cdot h_1).$$

Амплітудні та середні напруження

$$\sigma_{pa} = \sigma_{pm} = \sigma_p / 2.$$

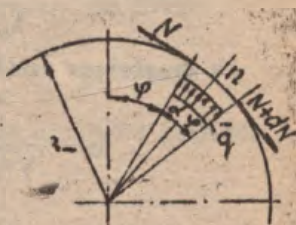


Рис. 4.93

Дотичні напруження виникають через деформування оболонки гнучкого колеса генератором та дію крутильного моменту:

$$\tau = \frac{C_{\tau} \cdot E \cdot h_1^{0,5} \cdot W_0}{d_r^{1,5}} + \frac{T_{\tau}}{d_r^2 \cdot h_1},$$

де $C_{\tau} = f\left(\frac{h_1}{d_r}, \text{тип генератора}\right)$.

Максимальні нормальні напруження

$$\sigma_{\max} = \sigma_t + \sigma_p.$$

Сумарні амплітудні напруження

$$\sigma_a = \sigma_t + \frac{\sigma_p}{2}.$$

Амплітудні та середні дотичні напруження:

$$\tau_a = 0,45 \tau; \quad \tau_m = 0,55 \tau.$$

Коефіцієнт запасу втомної міцності

$$S = \frac{S_{\sigma} \cdot S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}} \geq [S]; \quad [S] = 1,3 \dots 1,8.$$

$$\text{Тут} \quad S_{\sigma} = \frac{\sigma_a}{K_{\sigma} \sigma_a + \psi_{\sigma} \sigma_m}, \quad S_{\tau} = \frac{\tau_a}{K_{\tau} \tau_a + \psi_{\tau} \tau_m},$$

де $K_{\sigma} = 1,5 \dots 2$; $K_{\tau} = 1 + 0,6 (K_{\sigma} - 1)$; $\psi_{\sigma} = 0,1 \dots 0,2$; $\psi_{\tau} = 0,05 \dots 0,1$.

Перевірку за іншими критеріями працездатності див. у праці [9].

5. ВАЛИ ТА ОСІ

Вали - це деталі, призначені для передачі крутильного моменту вздовж своєї осі та для підтримки деталей, що обертаються. Осі - це деталі, призначені для підтримки деталей, що обертаються і не передають корисного крутильного моменту.

Наприклад, на рис. 5.1 показано зубчастий механізм. Елементи 1 і 3 передають крутильний момент. Це - вали. Елемент 2

крутильний момент не передає. Це - вісь.

Вали і осі необхідно розраховувати на міцність, жорсткість і коливання (критичну швидкість).

5.1. Розрахунок валів на міцність.

Проектний розрахунок валів

Розрізняють прями, колінчасті та гнучкі вали. Вони бувають суцільними та порожнистими. Порожнистий вал при відношенні $d/D = 0,75$ легше суцільного на 50% при однакових міцності та жорсткості. В авіації застосовують вали, як правило, порожнисті.

Розрахунок валів на міцність проводиться в два етапи:

1) проектний; 2) перевірний.

При проектному розрахунку звичайно відомі крутильний момент T , потужність P і частота обертів n .

Як приклад розглянемо одноступінчастий косозубий редуктор (рис. 5.2).

Відомі навантаження F_t , F_r , F_a , приbliżна конфігурація вала та розташування опор.

Послідовність розрахунку:

1. Попередньо визначаємо діаметр вала з розрахунку тільки на кручення при занижених допустимих напруженнях:

$$d = \sqrt[3]{\frac{T}{0,2[\tau]}}; \quad D = \sqrt{\frac{T}{0,2(1-\alpha^4)[\tau]}}$$

$[\tau] = 20 \dots 50$ МПа - для валів загального машинобудування, $[\tau] = 70 \dots 90$ МПа - для валів авіаційних редукторів.

2. Розробляємо конструкцію вала (рис. 5.3), тобто призначаємо бурти, шпонки або шліци, парізки,



Рис. 5.1

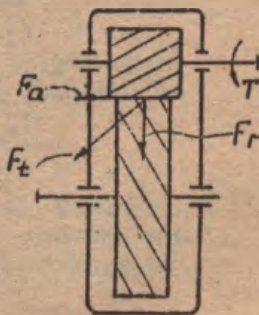


Рис. 5.2

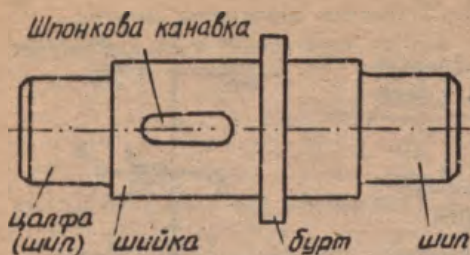


Рис. 5.3

шийки, цапфи і také інше.

5.2. Перевірний розрахунок валів

Складаємо розрахункову схему вала. Вал уявляємо як балку на двох опорах, одна – шарнірно-чирухома, друга – шарнірно-рухома, наприклад роликовий підшипник.

Для нашого прикладу – вал косозубого колеса – одержимо схему, показану на рис. 5.4.

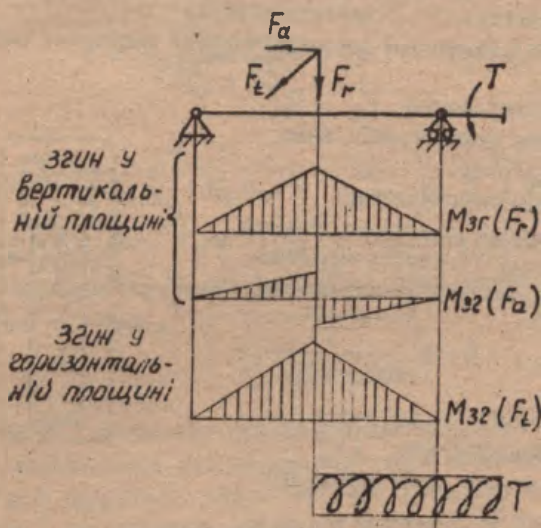


Рис. 5.4

Будуємо епюри згинальних і крутильних моментів.

На епюрах не показані напруження стиску від сили F_d .

Згинальний момент у вертикальній площині:

$$M_6 = M_{3\Gamma}(F_r) + M_{3\Gamma}(F_d).$$

Сумарний момент згину:

$$M_{3\Gamma\Sigma} = \sqrt{M_6^2 + M_{\Gamma\text{OP}}^2}.$$

Перевірний розрахунок поділяємо на дві частини:

- перевірка на статичну міцність;

- розрахунок на витривалість.

Розрахунок на статичну міцність проводимо з метою запобігання залишкових пластичних деформацій в тому випадку, якщо вал працює з великими перевантаженнями (короткочасними).

При цьому еквівалентні напруження визначаємо за формулою

$$\sigma_{\text{екв}} = \sqrt{\sigma_{3\Gamma}^2 + \left(\frac{\sigma_T}{\tau_T}\right)^2 \cdot \tau^2} \leq \frac{\sigma_T}{S} = [\sigma].$$

Тут $\sigma_{3\Gamma} = \frac{M_{\Pi}}{W_{H.0}}$; $\tau = \frac{T_{\Pi}}{W_P}$; S - коефіцієнт запасу міцності;

$$M_{\Pi} = M_{3\Gamma} \cdot K; \quad T_{\Pi} = T \cdot K,$$

де K - коефіцієнт перевантажень;

$$W_{H.0} = 0,1 D^3(1-\alpha^4); \quad W_P = 0,2 D^3(1-\alpha^4);$$

$$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{S} \leq 0,8 \sigma_T.$$

Розрахунок на витривалість (основний розрахунок) проводимо у формі перевірки запасу втомної міцності. При сумісній дії згину та кручення коефіцієнт запасу втомної міцності визначаємо за формулою

$$S = \frac{S_{\sigma} S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}} > [s],$$

[S] = 1,3...1,8 - для валів авіаційних редукторів,

[S] = 1,5...2,5 - для валів загального машинобудування.

Тут S_σ - коефіцієнт запасу по нормальних напруженнях,

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D} \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m}; \quad (5.1)$$

S_τ - коефіцієнт запасу по дотичних напруженнях,

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D} \tau_a + \psi_\tau \tau_m}, \quad (5.2)$$

де σ_{-1} і τ_{-1} - границі витривалості матеріалу при згині та крученні;

$$\psi_\sigma = \frac{2\sigma_{-1} - \sigma_0}{\sigma_0} = 0,1...0,2; \quad \psi_\tau = \frac{2\tau_{-1} - \tau_0}{\tau_0} = 0,5 \psi_\sigma$$

- коефіцієнти, які характеризують чутливість матеріалу до асиметрії циклу напружень;

σ_a та τ_a - амплітудні напруження (рис. 5.5),

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} \quad (\tau_a - \text{аналогічно});$$

σ_m та τ_m - середні значення напружень,

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} \quad (\tau_m - \text{аналогічно}).$$

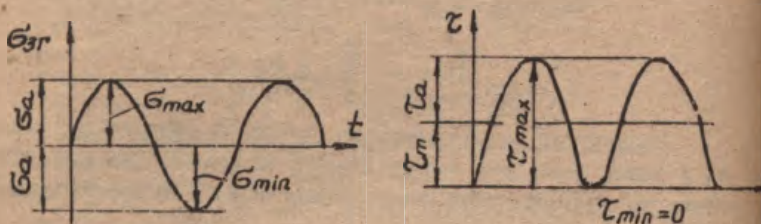


Рис. 5.5

Для напружень згину цикл приймаємо симетричним, для напружень кручення - віднульовим (пуски, зупинки). При цьому

$$\sigma_m = 0; \quad \sigma_a = \sigma_{3r} = \frac{M_{3r}}{W_{н.о}}; \quad \tau_a = \tau_m = \frac{1}{2} \tau = \frac{1}{2} \frac{T}{W_p}.$$

Якщо є осьова сила, то $\sigma_m = F_a / \left(\frac{\pi d^2}{4} \right)$.

У формулах (5.1) і (5.2) $K_{\sigma D}$ і $K_{\tau D}$ - сумарні коефіцієнти, які враховують вплив усіх факторів на витривалість при згині та крученні:

$$K_{\sigma D} = (K_\sigma / \varepsilon + K_F - 1) / K_V; \quad K_{\tau D} = (K_\tau / \varepsilon + K_F - 1) / K_V,$$

де ε - масштабний фактор; K_F - коефіцієнт впливу шорсткості поверхні; K_V - коефіцієнт впливу змінення, якщо воно є; K_σ і K_τ - ефективні коефіцієнти концентрації напружень.

Розрахунок на довговічність валів не виконуємо, тому що базове число циклів $N_{FO} = 4 \cdot 10^6 (10^7)$ і вали, як правило, працюють в зоні тривалої втомної міцності (рис. 5.6).

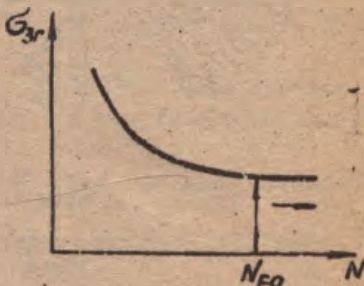


Рис. 5.6

5.3. Розрахунок осей на міцність

Осі, так само, як і вали, розраховуємо на міцність у два етапи: 1) проєктний; 2) перевірний. При проєктному розрахунку визначаємо діаметр осі та розробляємо її конструкцію.

Осі бувають нерухомими й такими, що обертаються. Приклад нерухомої осі - ось сателіта планетарного редуктора.

Якщо ось нерухома, то діють постійні згинні напруження (рис. 5.7).

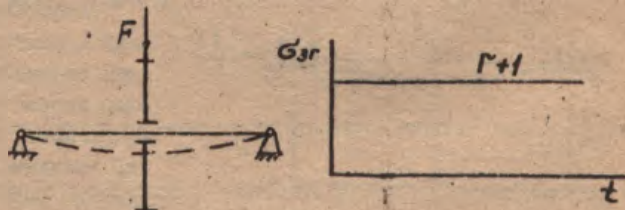


Рис. 5.7

Ось розраховуємо на згин. Напруження згину

$$\sigma_{зг} = \frac{M_{зг}}{W_{н0}} \leq [\sigma]_{зг(+1)}; \quad W_{н0} = 0,1 D^3 (1 - \alpha^4).$$

Якщо ось обертається, то в ній виникають напруження згину, які змінюються за симетричним циклом (рис. 5.8).

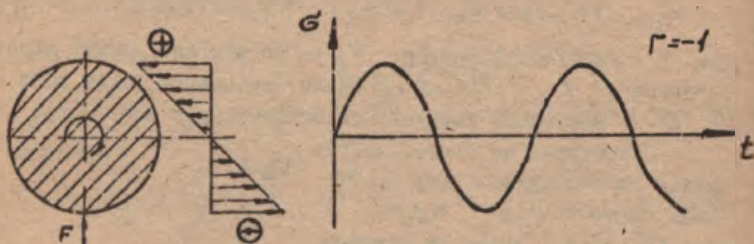


Рис. 5.8

Діаметр осі визначаємо з умови її роботи на згин:

$$D = \sqrt[3]{\frac{M_{зг}}{0,1 [\sigma]_{зг(-1)} (1 - \alpha^4)}}$$

Після знаходження діаметра осі розробляємо її конструкцію аналогічно валу (див. рис. 5.3).

Перевірний розрахунок осей проводять у формі перевірки запасу втомної міцності при дії нормальних напружень за формулою (5.1) для валів.

5.4. Розрахунок валів та осей на жорсткість

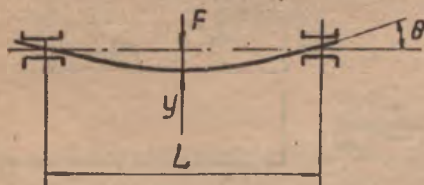


Рис. 5.9

Жорсткість валів та осей характеризують пружними прогинами y , кутовими переміщеннями θ та закруткою φ (рис. 5.9), які виникають від прикладання до валів та осей сил і моментів.

Пружні прогини та за-

крутка валів спричиняють концентрацію навантажень по довжині контакту зубців у зубчастих передачах та підшипниках. Концентрація навантажень в зачепленнях враховується коефіцієнтом K_F , і вона обмежує роботу довжину зубця.

Внаслідок великих кутів повороту θ може виникнути заклинювання підшипників. ψ та θ характеризують згинну жорсткість, закрутка валів φ - крутильну жорсткість.

Величини ψ , θ та φ визначаємо методами, викладеними в курсі опору матеріалів.

Умови достатньої жорсткості валів та осей мають вигляд:

$$\psi \leq [\psi]; \quad \theta \leq [\theta]; \quad \varphi \leq [\varphi].$$

Для валів циліндричних зубчастих передач $[\psi] \leq 0,01$ м, для валів конічних передач $[\psi] \leq 0,005$ м, де m - модуль зачеплення.

Максимальний прогин вала $\psi_{\max} \leq 0,0003 L$. Мала величина $[\psi]$ часто приводить до того, що діаметр вала визначають не з умови міцності, а з умови жорсткості.

Для шарикопідшипників $[\theta] \leq 0,005$ рад, для роликопідшипників $[\theta] \leq 0,002$ рад.

Прогин вала у найпростішому випадку (див.рис. 5.9) визначаємо за формулою

$$\psi = \frac{FL^3}{48 EJ}$$

де J , E - момент інерції вала та модуль пружності його матеріалу.

У більш складних випадках ψ знаходять за допомогою інтегралів Мора або способом Верещагіна.

Кут закрутки циліндричної ділянки вала довжиною ℓ при дії крутильного момента T :

$$\varphi = \frac{T \ell}{G J_p}$$

Кути закрутки окремих скідців отупінчастих валів підсумовуємо.

Згинна та крутильна жорсткість валів та осей значною мірою

визначають їх вібростійкість. Величини y та φ враховуємо при розрахунках на коливання. Якщо величина деформування вала змінюється в границях 15%, то процес приймаємо стаціонарним, тобто $y = f(t) \approx \text{const}$ і $\theta = f(t) \approx \text{const}$. У цьому випадку вали та осі розраховуємо на жорсткість, у протилежному - необхідно виконувати розрахунок на коливання.

5.5. Розрахунки валів та осей на коливання

У валах спостерігаються такі коливання: 1) згинні; 2) крутильні; 3) згинно-крутильні.

Розглянемо розрахунок на згинні (поперечні) коливання. Нехай існує вал з насадженим на нього диском (рис. 5.10).

Щоб виключити вплив ваги вала, розташуємо його вертикально.

Припустимо, що центр ваги диска зміщений на величину e . Надамо валу обертання. При цьому з'являються сили інерції, що спричиняють прогин вала y (рис. 5.11). Сила інерції $m\omega^2$. Прогину заважають пружні сили yC ,

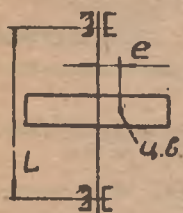


Рис. 5.10



Рис. 5.11

де C - згинна жорсткість вала.

З умови рівноваги

$$m\omega^2 = yC,$$

або

$$m\omega^2(e + y) = yC.$$

Після перетворень

$$m\omega^2 e + m\omega^2 y = yC \rightarrow y = \frac{m\omega^2 e}{C - m\omega^2} = \frac{e}{\frac{C}{m\omega^2} - 1}. \quad (5.3)$$

Проаналізуємо рівняння (5.3). Якщо $\omega \uparrow$, то при $m\omega^2 \rightarrow C$ $y \rightarrow \infty$. У цьому випадку маємо критичну кутову швидкість. Запишемо $m\omega_{кр}^2 = C$. Знайдемо критичну частоту обертів $n_{кр}$:

$$\omega_{кр} = \frac{\pi n_{кр}}{30}; \quad n_{кр} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{C}{m}}.$$

Визначимо жорсткість C .

$$\text{Прогин вала } y = \frac{F L^3}{48 EJ}.$$

$$\text{Нехай } y = 1, \text{ і тоді } F = C = \frac{48 EJ}{L^3}.$$

Відомо, що жорсткість вала дорівнює силі, яку потрібно прикласти до вала, щоб одержати прогин, що дорівнює одиниці. Замінімо C на $m\omega_{кр}^2$ і перепишемо вираз (5.3) у такому вигляді:

$$y = \frac{e}{\frac{m\omega_{кр}^2}{m\omega^2} - 1} = \frac{e}{\frac{\omega_{кр}^2}{\omega^2} - 1} \quad (5.4)$$

Покажемо залежність прогину y від кутової швидкості ω (рис. 5.12). Проаналізуємо рівняння (5.4) із збільшенням кутової швидкості y спочатку зростає. При досягненні $\omega_{кр}$ y збільшується до безмежності — виникає резонанс. Резонанс — це явище, коли частота власних коливань системи збігається з частотою змущених коливань. В даному випадку це частота (ω) сили інерції. При подальшому зростанні кутової швидкості, коли $\omega > \omega_{кр}$, знаменник виразу (5.4) стає від'ємним, а його абсолютна величина збільшується. Отже, прогин y

стає від'ємним і його абсолютна величина зменшується (штрихова лінія). При дуже великих ω , коли ω прямує до безмежності, $y = -e$, тобто центр ваги диска опиняється на осі обертання. Відбувається самоустановка вала в закритичній області. Зня-

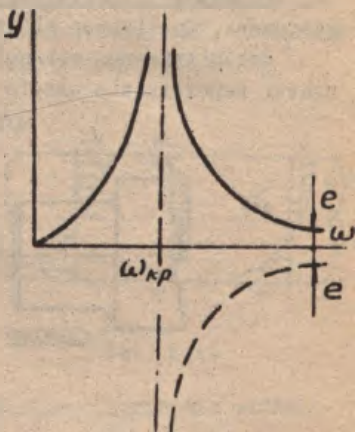


Рис. 5.12

чайно цікавляться абсолютною величиною прогину Y . Тому криву зміни Y в інтервалі від $\omega_{кр}$ до $\omega = \infty$ наносять вище осі абсцис (на графіку – суцільна лінія).

Вали мусять працювати або в докритичній, або в закритичній зонах, тобто $\omega \leq 0,8 \omega_{кр}$, $\omega \geq 1,3 \omega_{кр}$.

Способи підвищення швидкохідності валів:

1. Використання жорстких валів, опор, корпусів.
2. Застосування гнучких валів, що працюють у закритичному діапазоні кутових швидкостей, наприклад валів центрифуг.

5.6. Заходи, що підвищують втомну міцність валів та осей

Розрізняють конструкторські та технологічні заходи.

Конструкторські заходи спрямовані на зниження концентрації напружень, фретінгкорозії та концентрації тиску.

Для підвищення згинної витривалості валів передбачають плавні переходи від одного діаметра до іншого (рис. 5.13). При

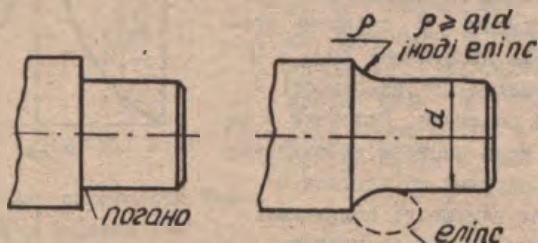


Рис. 5.13

цьому несуча здатність вала підвищується як за рахунок зниження концентрації напружень, так і внаслідок оптимальної перехідної поверхні. Створюють вали в місцях посадок деталей та в інших місцях (рис. 5.14).

Для валів авіаційних виробів використовують прісну нарізку з шагом 1,5 мм, довжина якої 8...12 мм (рис. 5.15).

Замість шпонок та прямобічних шліців використовують евольвентні шліци.

Технологічні заходи спрямовані на зниження концентрації

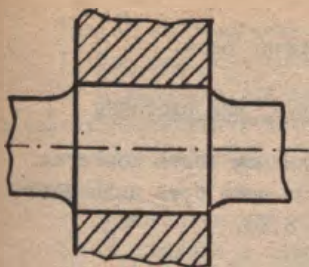


Рис. 5.14

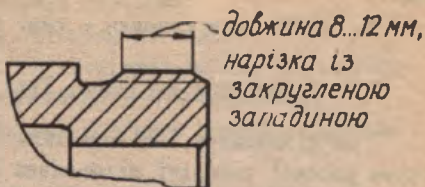


Рис. 5.15

напружень і рівня робочих напружень розтягу. Це таке:

1. Зміцнення посадочних поверхонь обкаткою роликми або кульками, обдувкою дробом. При цьому границя витривалості може підвищитись у два рази тому, що після накатки роликми на поверхні з'являються залишкові напруження стиску, які, підсумовуючись з робочими напруженнями розтягу, зменшують останні (рис. 5.16). У зв'язку з тим, що границя витривалості при розтягу нижча, ніж при стиску, зменшення напружень розтягу є корисним.

2. Хіміко-термічна обробка (цементування, азотування, ціанування), гартування ТВЧ та ін. Ефект – той самий.

3. Підвищення чистоти поверхні. При цьому зменшуються мікроконцентратори від механічної обробки.

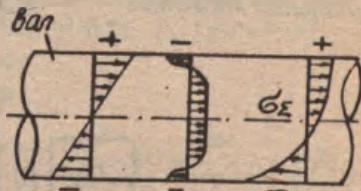


Рис. 5.16

6. ПІДШИПНИКИ

Підшипники служать опорами для валів та осей, які обертаються. Вони сприймають радіальні та осьові навантаження і передають їх на корпус машини.

Підшипники розрізняють за видом тертя:

1. Підшипники ковзання – няжчі кінематичні пари.

2. Підшипники ковзання - вищі кінематичні пари.

6.1. Підшипники ковзання. Типи та галузі використання

Це підшипники, які працюють за принципом тертя ковзання. Форма робочої поверхні підшипника ковзання може бути циліндричною, плоскою, конічною або шаровою (рис. 6.1).

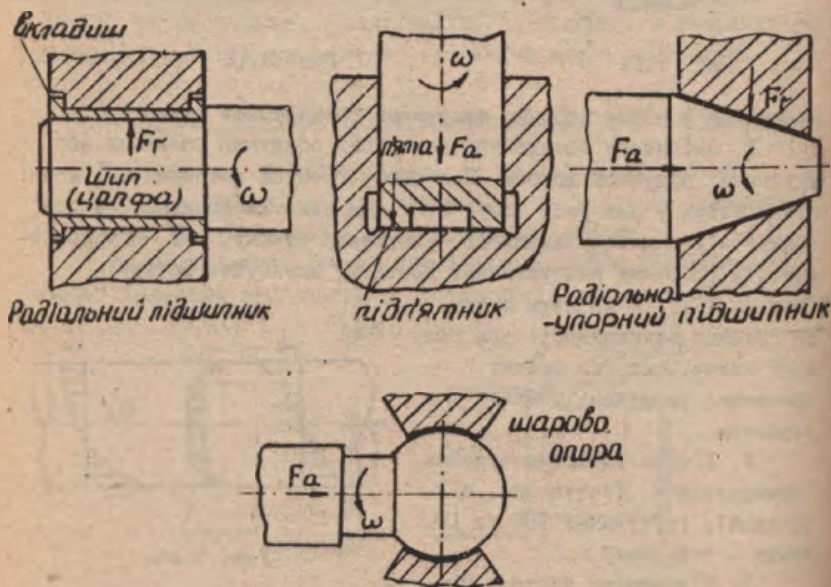


Рис. 6.1

Згадаємо з курсу ТММ деякі означення. Поверхня вала, яка передає радіальні навантаження, називається шипом, а опорна поверхня - радіальним підшипником. Поверхня вала, що передає осьові навантаження, називається п'ятою, а опорна поверхня - підп'ятником.

Основним елементом радіального підшипника є вкладиш. Його виготовляють з антифрикційного матеріалу суцільним або роз'ємним із двох половин. Вкладиш установлюють або в спеціальному корпусі, або в корпусі машини.

Галузі використання підшипників ковзання:

1. Роз'ємні підшипники для колінчастих валів.
2. Підшипники для особливо швидкохідних валів, якщо довговічність підшипників кочення недостатня ($V > 30$ м/с).
3. Гідростатичні підшипники для особливо точних і плавних обертань.
4. Підшипники для валів особливо великого діаметра.
5. Підшипники з малими діаметральними габаритами.
6. Підшипники, які піддаються ударам та вібраційним навантаженням.
7. Високошвидкісні газові та електромагнітні підшипники.

6.1.1. Види тертя в підшипниках ковзання

Сухе тертя. Поверхні, які труться, покриті твердими плівками.

Граничне тертя. Поверхні покриті шаром рідини товщиною приблизно 0,1 мкм.

Рідинне тертя. Поверхні розділені шаром мастила, при якому мікронерівності не стикаються. Шар рідини h (рис. 6.2) більший за суму висот мікронерівностей поверхонь R_{z1} і R_{z2} :

$$h > R_{z1} + R_{z2} :$$

Для того, щоб між поверхнями, що труться, міг довго існувати шар мастила, в ньому мусить бути надлишковий тиск.

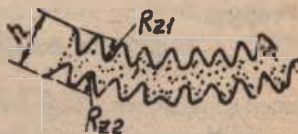


Рис. 6.2

Якщо цей тиск створюється за рахунок обертання цапфа, то підшипник називається гідродинамічним, якщо за допомогою насоса – то гідростатичним.

Частіше використовують гідродинамічні підшипники. Розглянемо схему роботи такого підшипника (рис. 6.3).

Вал, що обертається, під дією зовнішніх навантажень займає в підшипнику ексцентричне положення. Мастило затягується в клиновий зазор між валом і вкладишем і створює гідродинамічну підйомну силу. При цьому коефіцієнт тертя $f = 0,001 \dots 0,005$.

Напіврідинне тертя. Умова $h > R_{z1} + R_{z2}$ не виконується.

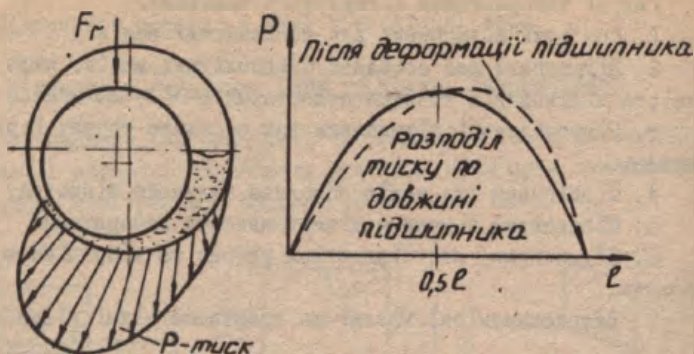


Рис. 6.3

У підшипнику буде змішане тертя - водночас рідинне і граничне.

Таке тертя для швидкохідних підшипників ковзання недопустиме, тому що супроводжується спрацюванням і нагріванням, для тихохідних підшипників допустиме, для них $f = 0,008 \dots 0,1$.

Для нормальної роботи підшипника ковзання необхідно:

- підібрати відповідне змащення та організувати рідинне тертя;

- підібрати антифрикційну пару матеріалів.

6.1.2. Мазильні матеріали

Мазильні матеріали за станом поділяють на такі:

1) рідкі; 2) пластичні (мазі); 3) тверді; 4) газоподібні.

Властивості рідких мазил: в'язкість; маслянистість; температура спалаху; температура застигання.

В'язкість - це властивість чинити опір при зсуві одного шару рідини відносно іншого.

Розрізняють динамічну і кінематичну в'язкості.

Критерій динамічної в'язкості базується на формулі Ньютона

$$F = \mu S \frac{dv}{dy},$$

де F - сила опору при зсуві шарів рідини; S - площа шарів; v - швидкість відносного переміщення; μ - динамічна в'язкість, Па·С. Раніше динамічна в'язкість вимірювалася в пуазах (П) або в сантипуазах (сотих долях пуаза, СП), за іменем відомого французького вченого Пуазейля. Один сантипуаз дорівнює 0,001 Па·С.

Відношення динамічної в'язкості рідини до її щільності при тій же температурі називають кінематичною в'язкістю, $\text{м}^2/\text{с}$:

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}.$$

Щільність у системі СІ вимірюється в кілограмах на кубічний метр і дорівнює для індустріальних та аналогічних мастил 870...900.

ν на практиці вимірюють в квадратних міліметрах на секунду, тобто в одиницях, менших у 10^6 раз. $1 \text{ мм}^2/\text{с}$ дорівнює сантистоксу - 0,01 стокса, $1 \text{ см}^2/\text{с}$, - одиниці, названі на честь англійського вченого Стокса.

Маслянистість - це властивість мастила створювати плівки на твердій поверхні.

Пластичні мастила одержують згущенням рідких мінеральних мастил, змішуючи їх з кальцевими, натрієвими та літійовими милями. У першому випадку одержують солідоли, в другому - консталини, в третьому - літоли, піатіли.

Із твердих мастил найвідоміші колоїдний (вискодисперсний) графіт і двосірчаний молібден (дисульфід молібдену) MoS_2 .

6.1.3. Матеріали для підшипників ковзання

Вал, як правило, є стальним. Він дорогий, а тому вигідно, щоб спрацьовувався вклядиш, а не вал.

До підшипникових матеріалів ставлять такі вимоги:

- антифрикційність;
- зносостійкість;
- втомна міцність при пульсуючих навантаженнях.

Окрім цього, треба забезпечити:

- теплопровідність;
- припрацьованість;
- добру змочуваність мастилом.

Ці вимоги задовольняють перелічені нижче матеріали.

Металічні матеріали

1. Бабіти - сплави на основі свинцю. Використовують при високих ν і тиску p (20 МПа), наприклад, високоолов'янисті бабіти Б83 і Б89.

У двигунах автомобілів застосовують СОС 6-6 (свинець, олово, сурьма).

Недоліком бабітів є слабкий опір втомі та низька (до 110°C) теплостійкість.

2. Бронза - це універсальний антифрикційний матеріал: сплави на основі олова, свинцю, берилію та ін.

Використовують при високих швидкостях і тиску p до 30 МПа, наприклад, БрОЦФ1, БрО4Ц4С17.

Недолік бронз - підвишене спрацювання цапф.

3. Алюмінієві сплави. Мають високі антифрикційність, теплопровідність, опір втомі. Найбільш перспективні алюмінієво-олов'янисті сплави АО9-2, АО9-І.

Металокерамічні матеріали

Їх одержують із суміші металічних порошків (мідь або залізо) та добавок порошків графіту, свинцю та ін. шляхом пресування й спікання при високій температурі. Мають пористу структуру, можуть працювати при скудному змащенні після просочування гарячим мастилом. Це, наприклад, залізографітові, бронзографітові підшипники.

Неметалічні матеріали

Це - пластмаси, наприклад: фторопласт, капрон, капродон та ін.; гума; графітові матеріали; тверді породи дерева.

Б.І.4. Розрахунок підшипників ковзання при граничному і напіврідинному терті

При такому режимі працюють тихохідні та швидкохідні підшипники в період пуску і зупинки машини, коли швидкість вала мала.

У цьому випадку розрахунок виконують як перевірний за двома критеріями:

1. За допустимим тиском. МПа, у підшипнику:

$$p = \frac{Fr}{d\ell} \leq [p].$$

У двигунах

$$p = 4 \dots 20 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2}.$$

2. За добутком тиску на швидкість ковзання, МПа· $\frac{\text{м}}{\text{с}}$:

$$p\upsilon \leq [p\upsilon].$$

Добуток $p\upsilon$ характеризує у деякій мірі теплоутворення в підшипнику, а також спрацювання:

$$p\upsilon = \frac{Fr}{\ell d} \frac{\pi d n}{60 \cdot 1000} \leq [p\upsilon].$$

В автомобільних двигунах

$$p\upsilon = 25 \dots 35 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2} \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

У поршневих авіаційних двигунах

$$p\upsilon = 30 \dots 50 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2} \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

При розрахунках підшипників ковзання важливо знати, коли в підшипникові граничне тертя, а коли - рідинне.

Введемо нові

позначення. Покажемо положення вала підшипника при $\omega = 0$ і $\omega \gg 0$ (рис. 6.4).

При $\omega = 0$ вал займає в підшипнику положення, подане на цьому рисунку.

При $\omega \gg 0$ вал,

який обертається під дією навантажень, займає ексцентричне положення.

Масло захоплюється в клиновий зазор, між валом і вкладишем створюється рідинне тертя і підіймає сила.

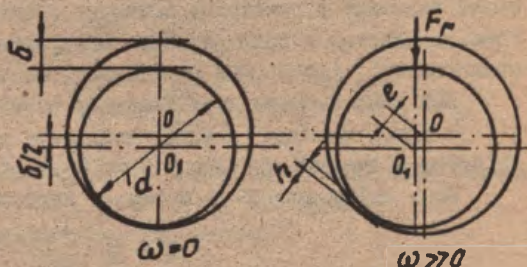


Рис. 6.4

Покажемо це на схемі. Позначимо: δ - зазор, e - ексцентриситет; $\psi = \delta/d$ - відносний зазор; $\chi = e/(\delta/2)$ - відносний ексцентриситет.

При розрахунках підшипників ковзання вважають, що

при $\frac{p\psi^2}{\mu\omega} \geq \Phi_r$ - тертя напіврідинне, а

при $\frac{p\psi^2}{\mu\omega} \leq \Phi_r$ - тертя рідинне.

Тут Φ_r - безрозмірний коефіцієнт навантаженості, який вибирається з таблиць,

$\Phi_r = f\left(\frac{\ell}{d}, \chi\right)$, де ℓ - довжина підшипника.

6.1.5. Розрахунок радіальних підшипників рідинного тертя

Розрахунок базується на гідродинамічній теорії змащення. Її основоположниками є О.Рейнольдс, А.Зоммерфельд, М.С. Луковський та інші.

Розглянемо течію рідини між двома пластинами 1 і 2 (рис. 6.5). Пластина 2 нахилена до пластини 1 під кутом α . Нехай пластина 1 рухається відносно пластини 2 за стрілкою. Розміри пластин у напрямку, перпендикулярному до креслення, безмежно великі, тобто нема перетікання мастила.

Виділимо елемент шару змащення розмірами $dx = dy \times 1$.

У шарах мастила (рідини) виникають дотичні напруження (сила зсуву віднесена до одиниці площі).

Вони визначаються за формулою Ньютна

$$\tau = \mu \frac{d v_x}{dy}.$$

В умови рівноваги розглянутого елемента мастила можна записати:

$$(p+dp)dy - pdy = (\tau+d\tau)dx - \tau dx.$$

Після скорочень

$$dp dy = d\tau dx,$$

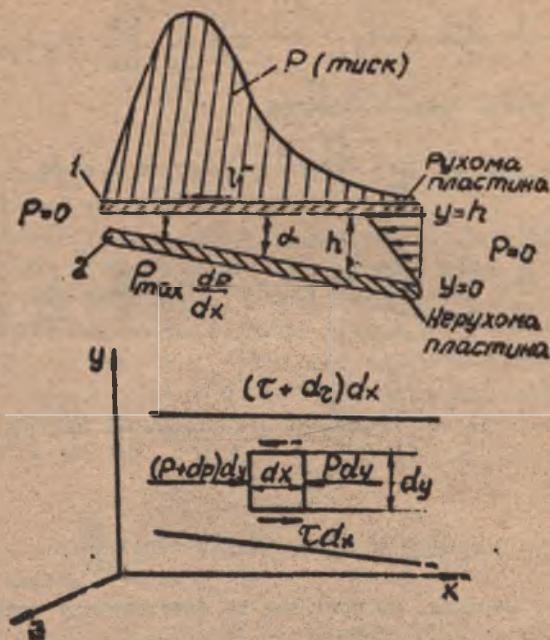


Рис. 6.5

$$\frac{dp}{dx} = \frac{d\tau}{dy}.$$

або

Ця рівність виражає градієнт тиску по товщині шару змащення.

З урахуванням формули Ньютона одержимо

$$\frac{d^2 v_x}{dy^2} = \frac{1}{\mu} \frac{dp}{dx}.$$

Для знаходження швидкості масла v_x далі інтегруємо це рівняння за таких граничних умов:

1. На нерухомій поверхні при $y = 0$ $v_x = 0$.
2. На рухомій поверхні при $y = h$ $v_x = V$.

При інтегруванні одержимо

$$\frac{dv_x}{dy} = \frac{1}{\mu} \frac{dP}{dx} y + C_1; \quad v_x = \frac{1}{2\mu} \frac{dP}{dx} y^2 + C_1 y + C_2.$$

За першої граничної умови

$$0 = \frac{1}{2\mu} \frac{dP}{dx} \cdot 0 + 0 \cdot C_2 \rightarrow C_2 = 0,$$

а за другої

$$v = \frac{1}{2\mu} \frac{dP}{dx} h^2 + C_1 h; \quad C_1 = \frac{v}{h} - \frac{h}{2\mu} \frac{dP}{dx}.$$

Остаточно

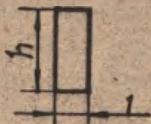
$$v_x = \frac{1}{2\mu} \frac{dP}{dx} y^2 + \left(\frac{v}{h} - \frac{h}{2\mu} \frac{dP}{dx} \right) y$$

і

$$v_x = v \frac{y}{h} + \frac{y}{2\mu} (y-h) \frac{dP}{dx}.$$

Обсяг мастила, що протікає за одну секунду через зазор,

який має розміри



, дорівнює

$$\begin{aligned} q_h &= \int_0^h v_x dy = \int_0^h v \frac{y}{h} dy + \int_0^h \frac{y^2}{2\mu} \frac{dP}{dx} dy - \int_0^h \frac{h}{2\mu} \frac{dP}{dx} y dy = \\ &= v \frac{h}{2} + \frac{h^3}{6\mu} \frac{dP}{dx} - \frac{h^3}{4\mu} \frac{dP}{dx} = v \frac{h}{2} - \frac{h^3}{12\mu} \frac{dP}{dx}. \end{aligned}$$

З умови нерозривності потоку $q_h = q_{hm}$; h_m - це пере-
різ, де тиск $p = p_{\max}$ і $\frac{dP}{dx} = 0$ (градієнт тиску).

Порівнявши обсяги мастила, одержимо

$$\frac{h\nu}{2} - \frac{h^3}{12\mu} \frac{dP}{dx} = \frac{h_m\nu}{2},$$

звідки

$$\frac{dP}{dx} = 6\mu\nu \frac{h-h_m}{h^3}.$$

Ми дістали рівняння Рейнольдса, яке характеризує зміну тиску рідини (мастила) в напрямку осі X .

Рівняння показує: навантажувальна здатність підшипника ковзання тим вище, чим більше в'язкість і менше зазор.

Скрутимо пластини 1 і 2 в кільця (рис. 6.5). Одержимо вал і підшипник. Перепишемо рівняння Рейнольдса в полярних координатах і розв'яжемо його. Після перетворень дістанемо несучу здатність шару мастила в підшипнику, тобто радіальне навантаження, яке може витримати шар мастила:

$$F_r = \frac{\mu\omega}{\psi^2} \ell d \Phi_r,$$

де Φ_r - безрозмірний коефіцієнт навантаженості підшипника, який вибирають з таблиць.

6.1.6. Послідовність розрахунку гідродинамічного підшипника ковзання

При розрахунку підшипника звичайно відомі діаметр цапфа d , радіальні навантаження F_r , кутова частота обертів ω .

Визначаємо довжину підшипника ℓ , зазор δ , сорт мастила в'язкість μ .

1. Знаємо відношення ℓ/d , $\ell/d = 0,5 \dots 1$.

Прийняту величину ℓ/d перевіряємо за допустимими $[p]$ та $[pv]$.

2. Призначаємо відносний зазор

$$\psi = \frac{\delta}{d} = 0,001 \dots 0,003.$$

Для валів до $d = 250$ мм зазор δ узгоджуємо з діаметром із стандартних посадок.

Звичайно використовують $\frac{H7}{f7}$ та $\frac{H7}{e7}$.

3. Вибираємо сорт мастила в'язкості μ і його середню роботу температуру.

4. Визначаємо коефіцієнт навантаженості підшипника

$$\Phi_r = \frac{P \psi^2}{\mu \omega},$$

за допомогою якого з таблиць визначаємо χ і мінімальний зазор у підшипнику

$$h_{\min} = \frac{\delta}{2} (1 - \chi).$$

5. Обчислимо критичне значення товщини шару мастила:

$$h_{\text{кр}} = (1.5 \dots 2) (R_{z1} + R_{z2}).$$

6. Знаходимо коефіцієнт запасу надійності підшипника ковзання по товщині шару мастила:

$$n_h = \frac{h_{\min}}{h_{\text{кр}}} \geq [n_h] \approx 1.5 \dots 2.$$

6.1.7. Гідростатичні підшипники

У гідростатичних підшипниках (ГСП) надлишковий тиск шару мастила між валом і підшипником створюється шляхом подачі мастила від насоса під тиском.

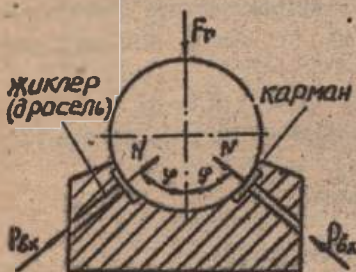


Рис. 6.6

Розглянемо підшипник неповного облягання (рис. 6.6). Для врівноваження зовнішнього навантаження F_r по дроселях (дозуючих отворах) подається мастило під тиском $P_{\text{вх}}$. Вал плаває на гідростатичній подушці.

При цьому повинна виконуватися така умова:

$S P_{\text{вх}} = N$, де S - площа кармана;

$$2 N \cos \varphi \geq F_r.$$

Розглянемо підшипник повного облягання (рис. 6.7). Він, так само, як і підшипник неповного облягання, містить камери

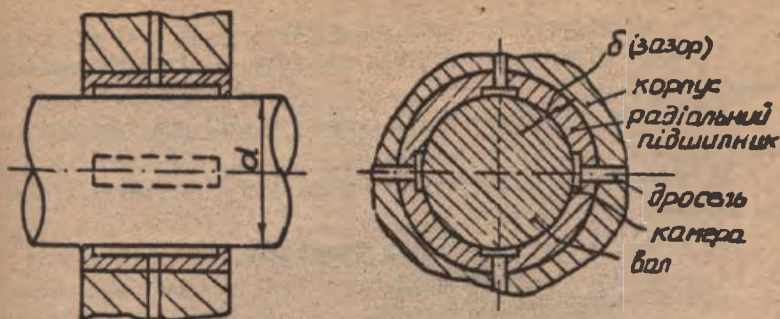


Рис. 6.7

(з даному випадку їх чотири) та дроселі.

Такий підшипник забезпечує центрування вала, тому що радіальне зміщення паффи в якомусь напрямку спричиняє до підвищення гідравлічного тиску в зазорах і, навпаки, з протилежного боку тиск мастила зменшується. Таким чином, виникають сили, які намагаються відновити центральне положення вала.

Переваги ГСП:

1. Коефіцієнт тертя дуже малий. При зрушенні з місця близький до 0.
2. Сприпливання практично відсутнє.
3. Потрібна менша точність виготовлення.
4. Забезпечується висока точність обертання вала, тому що має місце самоустановлення вала.

Недоліки ГСП:

1. Складність та дорожнеча системи змащення через наявність насоса.
2. Знижена надійність, тому що дроселі часто засмічуються.

6.2. Підшипники кочення

Підшипники кочення (ПК) працюють за принципом тертя кочення.

ПК стандартизовані і є виробами масового виробництва. За рік виготовляється кілька мільярдів підшипників. Їх діаметри від $d = 1$ мм до 2 600 мм.

ПК – це основний вид опор для машин.

Переваги підшипників кочення порівняно з підшипниками ковзання:

1. Менший коефіцієнт тертя (момент тертя) при звичайних швидкостях.
2. Нижчі витрати мастильних матеріалів і дешевизна внаслідок масового виробництва.
3. Менші витрати кольорових матеріалів.
4. Простота обслуговування.

Недоліки підшипників кочення:

1. Підвищені діаметральні габарити.
2. Обмежений термін служби при високих навантаженнях і швидкостях.
3. Складність використання при непрямих (наприклад колінчастих) валах.

6.2.1. Класифікація підшипників кочення

ПК за формою тіл кочення поділяють на кулькові та роликові, різновидом останніх є голчасті (рис. 6.8) ПК.

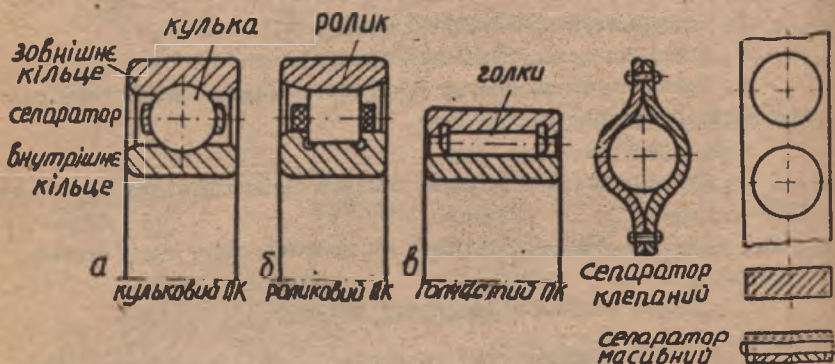


Рис. 6.8

Тіла кочення розмежовуються сепараторами, які бувають в основному клепаними та масивними.

Масивні сепаратори можуть бути суцільними або роз'ємними.

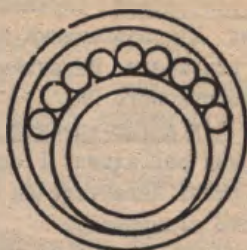
з'єднаними за допомогою гвинтів або заклепок.

Схему складання ПК показав на рис. 6.9. За напрямком дії навантажень, які сприймаються, ПК поділяють на такі:

1. Р а д і а л ь н і. Сприймають тільки або в основному радіальні навантаження (див.рис. 6.8). Розрізняють кулькові, роликові, голчасті радіальні ПК.

2. Р а д і а л ь н о - у п о р н і. Сприймають радіальні та осеві навантаження. Розрізняють кулькові та роликові радіально-упорні ПК (рис. 6.10).

Розглянемо конструкції радіально-упорних підшипників.



Складання ПК

Рис. 6.9

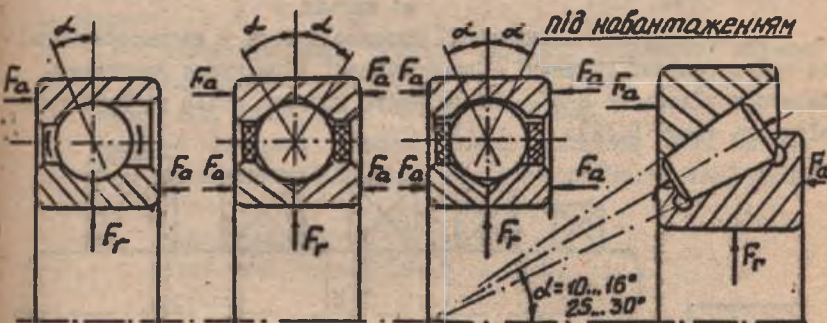


Рис. 6.10

Радіально-упорні кулькові ПК використовують при середніх і високих швидкостях. Осеві навантаження однобічні і двобічні.

На рис. 6.10 позначено: α - кут контакту кульок з кільцями ($\alpha = 12, 18, 26, 36^\circ$). Чим більший кут α , тим більшими є можливі осеві навантаження. Розрізняють радіально-упорні кулькові ПК з дво-, три- і чотириточковим контактами.

Двоточкові радіально-упорні ПК сприймають радіальні та однієї осеві навантаження.

Радіально-упорні кулькові ПК з чотириточковим і триточко-

вим контактами. Сприймають радіальні і двобічні осеві навантаження. Для заповнення підшипника кульками одне з кілець виконують роз'ємним. Навантажувальна здатність у 1,4 раза вища, ніж у двоточкового ПК.

Радіально-упорний роликовий ПК. Використовують при дії значних радіальних і однобічних осевих навантажень. Радіальні допустимі навантаження приблизно в 1,9 раза більші, ніж у кулькового підшипника.

3. У п о р и ї (рис. 6.11). Сприймають тільки осеві навантаження. Їх використовують при

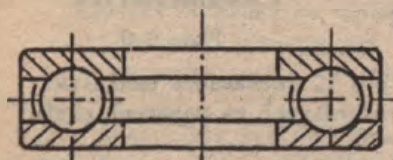


Рис. 6.11

низьких швидкостях $V = 5 \dots 10 \text{ м/с}$. При високих швидкостях вони працюють незадовільно внаслідок відцентрових сил і гіроскопічних моментів, які діють на кульки.

4. За способом компенсації перекосів вала - несамовстановні та самовстановні сферичні. Самовстановні підшипники допускають перекоси кілець до $2-3^\circ$, що компенсує прогини валів та їх неспіввісність (рис. 6.12).

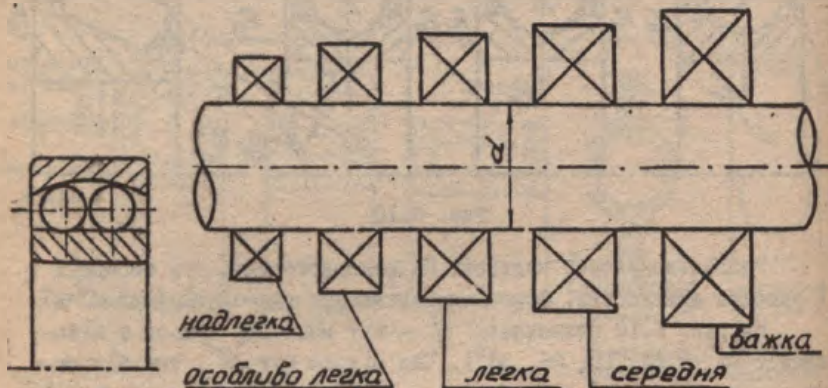


Рис. 6.12

Рис. 6.13

За габаритними розмірами підшипника кочення поділяють на 5 серій діаметрів (рис. 6.13) і на 5 серій ширини: особливо

вузька, вузька, нормальна, широка, особливо широка.

6.2.2. Матеріали і точність підшипників кочення

Основним матеріалом підшипників кочення є шарикопідшипникові сталі ШХ15 і ШХ15СТ, які містять вуглецю приблизно 1...1,1% і до 1,5% хрому.

Використовуються також цементовані леговані сталі ІЄХТ, 20Х2Н4А та ін.

Твердість кілець, роликів і кульок — **HRC 60...65**.

Клепані сепаратори виготовляють із м'яких вуглецевих сталей.

Масивні сепаратори швидкісних підшипників кочення виготовляють із бронзи, латуні, алюмінієвих сплавів, металокераміки, текстоліту, поліаміду.

Точність підшипників кочення характеризується класом точності. Виготовляють ПК п'яти класів точності в порядку зростання точності 0 6 5 4 2.

Із підвищенням класу точності вартість підшипника кочення значно збільшується.

Наприклад, маємо вали $d = 50...80$ мм.

Залежно від класу точності підшипники мають різні биття та вартість. Вказаному діапазону валів відповідають такі співвідношення:

клас точності	0	6	5	4	2.
биття, мкм,	20	10	5	3	2,5.
вартість	I	.	.	.	IO.

Для більшості валів та осей загального призначення використовують ПК класу 0 (нормального).

Шорсткість доріжок і тіл кочення II-й клас за ГОСТ 2789-73.

6.2.3. Кінематика підшипників кочення. Втрати на тертя

Знання кінематики ПК важливе для розрахунку на довговічність, вивчення динаміки та роботи сепаратора.

ПК являє собою планетарний механізм. Покажемо план швидкостей для двох випадків:

1. Обертається внутрішнє кільце (рис. 6.14,а);
2. Обертається зовнішнє кільце (рис. 6.14,б).

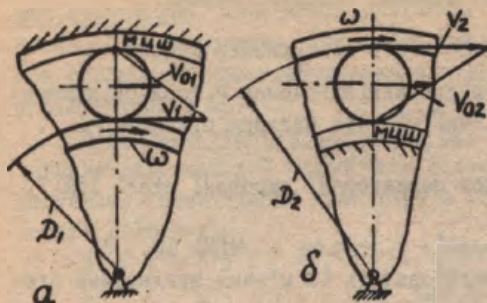


Рис. 6.14

ня зазнають меншого числа циклів навантажень.

Втрата на тертя в підшипнику кочення визначаємо за простими залежностями. Момент тертя

$$T = f_{\text{ш}} F \frac{d}{2},$$

де

$$F = \sqrt{F_r^2 + F_a^2};$$

$f_{\text{ш}}$ - зведений коефіцієнт тертя; F - навантаження; d - діаметр вала.

У підшипниках кочення поряд з тертям кочення існує тертя ковзання. Покажемо це на схемі.

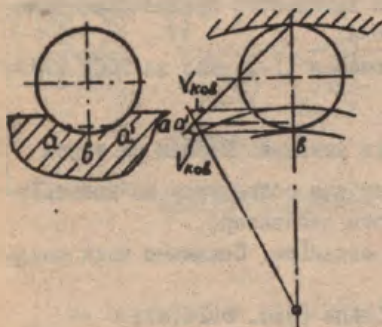


Рис. 6.15

Для цих випадків

$$V_1 = \omega \frac{D_1}{2}, \quad V_{01} = \frac{V_1}{2};$$

$$V_2 = \omega \frac{D_2}{2}, \quad V_{02} = \frac{V_2}{2},$$

тому що

$$D_1 < D_2 \quad \text{і} \quad V_{01} < V_{02}.$$

Отже, якщо обертається внутрішнє кільце, то кульки та дорожки кочення

Контакт кульки з кільцями відбувається не в точці, а по деякій дузі ab (рис. 6.15), де aa' - миттєва вісь, ковзання нема; в точці b - ковзання. Калові швидкості точок a і b при обертанні кульки навколо своєї осі різні.

Ковзання в ПК спричиняє до збільшення спрацювання і зменшення КД.

6.2.4. Види пошкоджень підшипників кочення та їх розрахунків

1. Бріннедирования - утворення вм'ятин на робочих поверхнях при великих навантаженнях. Виникає при $\omega = 0$ за наявності вібрацій та коли $\omega > 0$ при ударах.

2. Втомне викрешування. Це основний вид пошкоджень. Виникає частіше всього на доріжці кочення внутрішнього кільця.

3. Руїнування сепараторів. Є типовим для швидкохідних підшипників. Виникає внаслідок дії відцентрових сил і гіроскопічних моментів на сепаратор і тіла кочення.

4. Розколювання кільця і тіл кочення. Пов'язано з ударами, неправильним монтажем та перекосами кільця.

5. Спрацювання бігових доріжок і тіл кочення.

Розрахунки підшипників кочення базуються на двох критеріях:

1. Статична вантажопідйомність - для запобігання залишкових деформацій.

2. Динамічна вантажопідйомність - для запобігання втомного викрешування.

6.2.5. Підбір підшипників кочення за статичною вантажопідйомністю

За статичною вантажопідйомністю розраховують підшипники кочення при $n \leq 1 \times 10^6$ за умовою $P_0 \leq C_0$, де P_0 - еквівалентні статичні навантаження; C_0 - статична вантажопідйомність.

Під статичною вантажопідйомністю розуміють таке статичне навантаження, яке спричиняє загальну остаточну деформацію тіл кочення і кільця:

$$\delta_{\text{сум}} \leq 0,0001 D_w,$$

де D_w - діаметр тіла кочення.

Статична вантажопідйомність C_0 вказана в каталогах довідників. Її можна також розрахувати за формулами. Наприклад, для кулькових підшипників

$$C_0 = f_0 i Z D_w^2 \cos \alpha,$$

де f_0 - коефіцієнт, який залежить від типу підшипника кочення

ня; $f_0 = 1,25$ для радіальних і радіально-упорних підшипників; i - число рядів кульок; Z - число кульок.

Еквівалентні статичні навантаження

$$P_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a,$$

де F_r і F_a - радіальні та осеві навантаження;

X_0 та Y_0 - коефіцієнти радіальних і осевих навантажень, які вибирають з каталогів.

Наприклад, $X_0 = 0,6$ і $Y_0 = 0,5$ для радіальних підшипників кочення.

6.2.6. Підбір підшипників кочення за динамічною вантахопідйомністю (за ресурсом)

Такий підбір підшипників кочення виконуємо при $n > 10 \text{ хв}^{-1}$. Якщо $n = 1 \dots 10 \text{ хв}^{-1}$, то приймаємо, що $n = 10 \text{ хв}^{-1}$.

Водночас навантаження при частотах обертів до 10 хв^{-1} та при повільному хитному русі мусять бути меншими від статичної вантахопідйомності при $n = 10 \text{ хв}^{-1}$.

Вихідним для розрахунку підшипників за динамічною вантахопідйомністю є рівняння кривої контактної витривалості:

$$\sigma_H^m N = \text{const.}$$

Тут N - число циклів навантажень - заміняють числом мільйонів обертів L . Напруження пропорційні навантаженням, і тоді

$$P^P L = \text{const.}$$

На основі експериментів одержуємо

$$P^P L = C^P.$$

Крива контактної втоми для підшипників не має горизонтальної ділянки (рис. 6.16):

$$L = \left(\frac{C}{P} \right)^P.$$

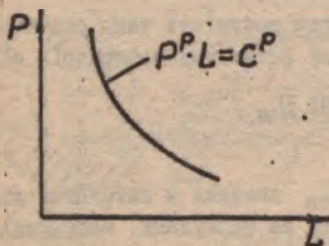


Рис. 6.16

В остаточному вигляді запису-

$$L = a_1 a_{23} \left(\frac{C}{P} \right)^P.$$

де a_1 - коефіцієнт, що враховує надійність підшипника; a_{23} - коефіцієнт, який враховує матеріал і змащення підшипника; C - динамічна вантажопідйомність. Це постійні навантаження, які може витримати підшипник без ознак втомного руйнування протягом 10^6 обертів, H - число мільйонів обертів визначаємо за формулою

$$L = \frac{60n}{10^6} L_h,$$

де n - частота обертів, хв^{-1} ; L_h - ресурс підшипника, год;
 P - еквівалентні навантаження на підшипник.

Для радіальних і радіально-упорних ПК

$$P = (\chi V F_r + \psi F_a) K_B K_T.$$

Для радіальних роликових ПК

$$P = \chi F_r V K_B K_T.$$

Для упорних ПК

$$P = \psi F_a K_B K_T.$$

В наведених вище формулах позначено:

F_r і F_a - радіальні та осеві навантаження; χ і ψ - коефіцієнти радіальних та осевих навантажень (вибирають з каталогу); V - коефіцієнт обертання, що враховує, яке кільце обертається: $V = 1$ - обертається внутрішнє кільце; $V = 1,2$ - обертається зовнішнє кільце; K_B - коефіцієнт безпеки, який враховує режим роботи (спокійна або ударна), $K_B = 1 \dots 3$;

K_T - температурний коефіцієнт.

При t до 125°C $K_T = 1$. При $t = 125 \dots 250^\circ\text{C}$ $K_T = 1,05 \dots 1,4$.

Динамічна вантажопідйомність

$$C = \left(\frac{L}{a_1 a_{23}} \right)^{1/P} P. \quad (6.1)$$

($P = 3$ для шарикопідшипників, $P = 3,33$ для роликопідшипників).

За формулою (6.1) визначаємо потрібну динамічну вантажопідйомність.

Необхідно, щоб $C_{\text{потр}} < C_{\text{факт}}$, де $C_{\text{факт}}$ — фактична динамічна вантажопідйомність конкретного підшипника, яка наводиться в каталогах.

Якщо $C_{\text{потр}} > C_{\text{факт}}$, то треба вибрати інший підшипник або зменшувати ресурс.

Часто підшипники вибирають конструктивно. Тоді розрахунком перевіряють їх ресурс:

$$L_h = \frac{a_1 a_{23} \cdot 10^6}{60 n} \left(\frac{C}{P} \right)^p$$

Підшипники, які працюють при змінних навантаженнях, підбирають за еквівалентними навантаженнями, під якими розуміють такі, що спричиняють той самий ефект втомі, що й всі діючі навантаження:

$$P_{\text{екв}} = \sqrt[3]{\frac{P_1^3 L_1 + P_2^3 L_2 + \dots + P_n^3 L_n}{L_\Sigma}}$$

де L_Σ — загальне число мільйонів обертів, протягом яких діють навантаження $P_1, P_2, \dots, P_n$.

6.2.7. Перевірка підшипників кочення за граничною швидкісністю

Швидкохідні ПК виходять з ладу, як правило, не через втомне викришування, а внаслідок теплового заклякнення, розриву або аварійного спрацювання сепаратора.

Для оцінки граничної швидкохідності прийнято умовний швидкісний параметр $d_m \cdot n$, тому що спрацювання і втрати на тертя пропорційні коловій швидкості.

Повинно бути

$$d_m \cdot n \leq [d_m \cdot n],$$

де $d_m = \frac{D+d}{2}$ — середній діаметр ПК; D, d — діаметри ПК;
 n — оберти, хв^{-1} .

Наприклад, для радіально-упорного ПК з клепанам сепаратором

$$[d_m \cdot n] = (5,5 \dots 6,5) \cdot 10^5.$$

Якщо використати масивний сепаратор і погіршити умови змащення, то $[d_m \cdot n]$ можна збільшити в 2,5...3 рази.

6.2.8. Особливості розрахунку радіально-упорних підшипників

При визначенні розрахункових осьових навантажень F_a враховуємо додаткові навантаження S , які створює сам радіально-упорний підшипник. S виникають від радіальних навантажень F_r внаслідок наявності кута контакту α (рис. 6.17).

$S = e F_r$ - для кулькових радіально-упорних ПК, $S = 0,83 e F_r$ - для роликових радіально-упорних ПК, де e - параметр осевого навантаження (вибирається з каталогу). Для радіально-упорних роликових ПК

$$e = 1,5 \tan \alpha.$$

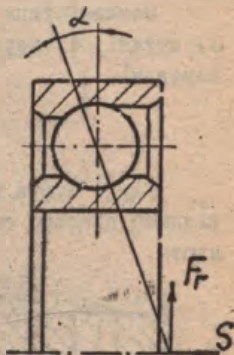


Рис. 6.17

7. МУФТИ

Муфта - це пристрій для передачі крутного моменту між валами та для компенсації їх неспіввідповідності.

Більшість машин компонують з окремих вузлів. Наприклад, маємо машину, складену з вузлів (рис. 7.1).



Рис. 7.1

Взаємна установка вузлів не може бути ідеально точною. Окрім того, рама здатна деформуватися. Кінематичний та силовий зв'язок між окремими вузлами виконується за допомогою муфт. При цьому муфти не тільки передають крутільний момент, але й компенсують неспіввісність валів. Муфти за принципом роботи поділяють на три основні типи: механічні, електричні, гідравлічні.

Основні типи механічних муфт: 1) глухі; 2) компенсуючі; 3) пружні; 4) керовані, або зчіпні; 5) автоматичні, або самокеровані.

7.1. Глухі муфти

Глухі муфти використовуються, як правило, для з'єднання ділянок довгого складного вала, наприклад у трансмісії вертольота.

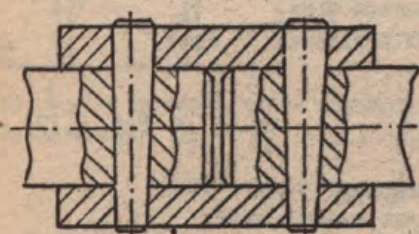


Рис. 7.2

Розрізняють такі глухі муфти:

1. Втулкові (рис. 7.2). Слабким елементом у них є штифт, який розраховують на зминання та зсув.

2. Фланцеві (рис. 7.3). Вони є основним видом глухих муфт. Крутільний момент у них передається або силами опору на

зсув чистих болтів (рис. 7.3, а), або силами тертя між фланцями (рис. 7.3, б). Слабким елементом є болти. Якщо болти поставлені без зазора, то їх розраховують на зсув (зріз) і зминання, якщо із зазором, – то на розтяг від сили попередньої затяжки.

При роботі муфти повинно бути $T_{\text{тер}} > \beta T$, де $T_{\text{тер}}$ – момент тертя між фланцями; T – крутільний момент, що передає муфта; $\beta \approx 1,5$ – коефіцієнт запасу зчеплення.

При цьому

$$T_{\text{тер}} = F_{\text{тер}} \frac{D_0}{2}; \quad F_{\text{тер}} = F_t = \frac{2\beta T}{D_0};$$

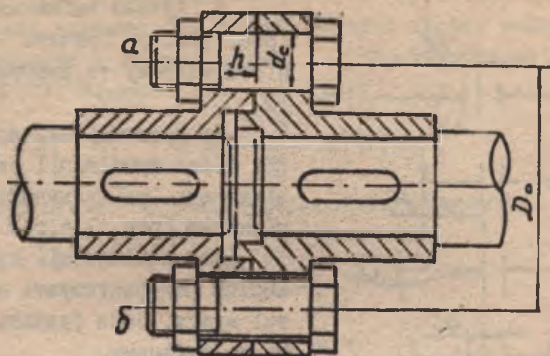


Рис. 7.3

$$F_{\text{тер}} = f Z F_{\text{зат}} \rightarrow F_{\text{зат}} = \frac{2 \beta T}{f D_0 Z} = \frac{\pi d_1}{4} [\sigma_p] \rightarrow d_1.$$

де $F_{\text{тер}}$ - сила тертя, віднесена до осі болта; $F_{\text{зат}}$ - сила поперечної затяжки болтів; d_1 - внутрішній діаметр нарізки. Іноді $T_{\text{тер}}$ визначають як для кільцевої п'яти.

Для чистих болтів

$$F_t = \frac{\pi d_c^2}{4} [\tau]_{\text{зс}} \rightarrow d_c.$$

$$F_t = d_c \cdot h [\sigma]_{\text{зм}} \rightarrow d_c.$$

де d_c - діаметр чистого стержня; $[\tau]_{\text{зс}}$ - допустимі напруження на зсув; $[\sigma]_{\text{зм}}$ - допустимі напруження на зминання.

7.2. Компенсуєчі муфти

Розрізняють три види відхилень від правильного взаємного розташування валів:

1. Осьове зміщення Δl (рис. 7.4, а). Причина - похибки монтажу або теплове подовження вала.
2. Радіальне зміщення Δr (рис. 7.4, б). Причина - неточність монтажу або обробки.

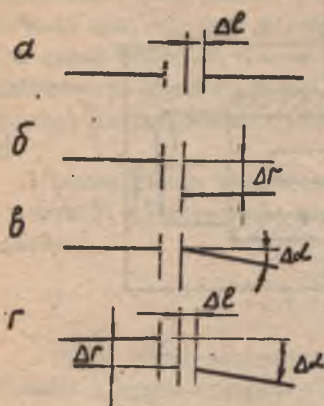


Рис. 7.4

3. Кутове зміщення $\Delta\alpha$ (рис. 7.4,в). Причина - неточність монтажу та деформація вала.

На практиці найчастіше мають місце комбінації зазначених відхилень, які називають неспіввісністю (рис. 7.4,г).

Для компенсації неспіввісностей використовують компенсуючі муфти. Вони бувають жорсткими та пружними.

Серед жорстких муфт найбільше використання мають кулачково-дискова (хрещата), зубчаста, хрещато-шарнірна (шарнір Гука).

Кулачково-дискова муфта складається з півмуфт 1 і 2 та проміжного диска 3 з кулачками (виступами) (рис. 7.5). На півмуфтах є відповідні пази. При роботі муфти виступи ковзають у пазах, а центр

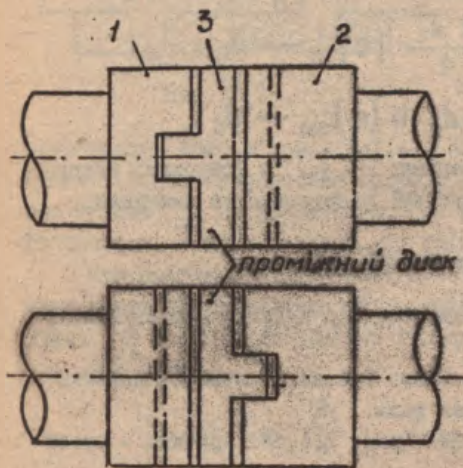


Рис. 7.5

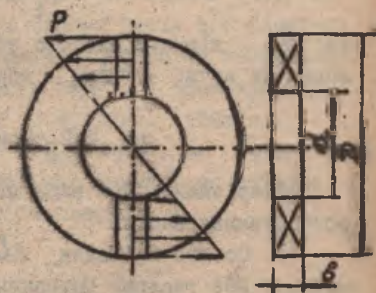


Рис. 7.6

диска описує коло з радіусом Δr . Муфта зручна для компенсації радіальних зміщень. При роботі виникає значне ковзання. Слабким елементом є виступи диска. Їх розраховують на питомий тиск (рис. 7.6). Величина питомого тиску

$$p = \frac{T \cdot K}{W_0} \leq [p],$$

де K - коефіцієнт, що враховує режим навантаження; W_0 - момент опору,

$$W_0 = \frac{2(J_D - J_d)}{D} = \\ = \frac{2}{D} \left(\frac{6D^3}{12} - \frac{6d^3}{12} \right) = \frac{6}{6D} (D^3 - d^3).$$

Тоді питомий тиск

$$p = \frac{6DTK}{6(D^3 - d^3)} \leq [p].$$

Зубчасті муфти стандартизовані і вибираються за крутильним моментом. Зубчаста муфта складається з півмуфт 1 і 2 із зовнішніми зубцями і роз'ємної обойми 3 із внутрішніми зубцями (рис. 7.7). Муфта компенсує Δl , Δr та $\Delta \alpha$. Зубці закруглені. Компенсація неспіввільності супроводжується ковзанням, і тому використовують змащення. Слабким елементом є бічні поверхні зубців. Їх умовно розраховують на зминання як тіліща:

$$\sigma_{zm} = \frac{2TK}{SZd} \leq [\sigma]_{zm},$$

де $S = bh$ - проекція бічної поверхні зубця; Z - число зубців; $d = mZ$ - дільний діаметр; $[\sigma]_{zm} = 15 \dots 20$ МПа - допустимі напруження зминання.

Хрещато-шарнірні муфти (шарніри Гукса) (рис. 7.8) призначені для передачі крутильного моменту між валами з перекосом осей до 40° в одній муфті.

7.3. Пружні муфти

Призначення цих муфт - пом'якшення ударів і запобігання

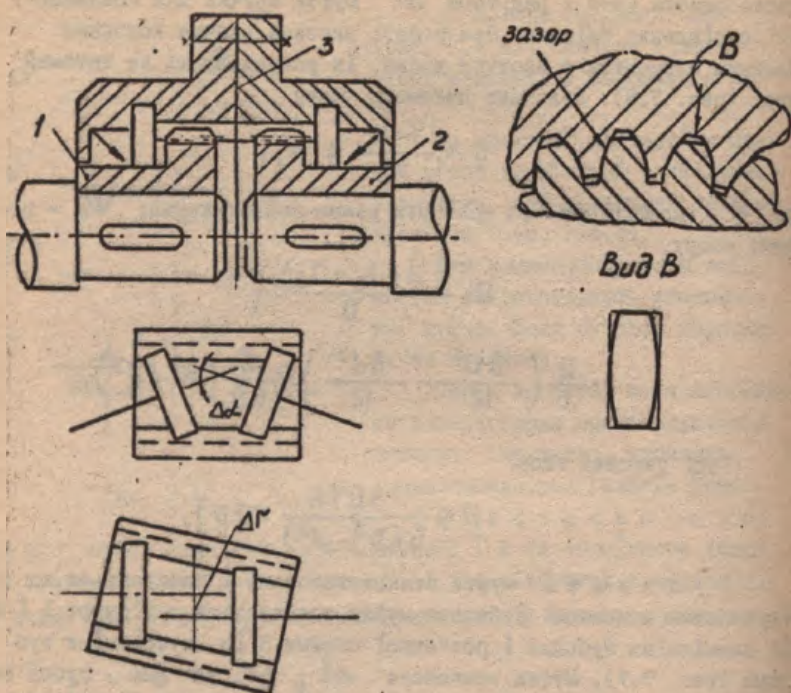


Рис. 7.7

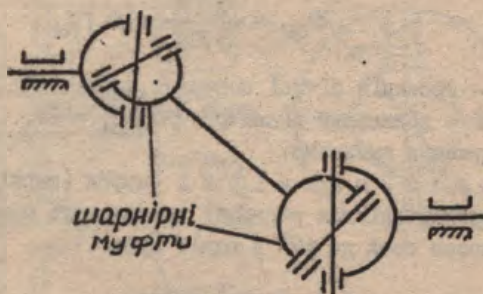


Рис. 7.8

небезпечним коливанням.

Пружні муфти містять пружний елемент, який буває металевим або неметалевим.

Розглянемо муфти з неметалевим пружним елементом, наприклад муфту пружну втулково-пальцеву (МПВП) (рис. 7.9). Вона стандартизована і вибирається за крутильним моментом. Компенсує Δr , $\Delta \alpha$, Δl . Слабким елементом муфти є гумові кільця і пальці.

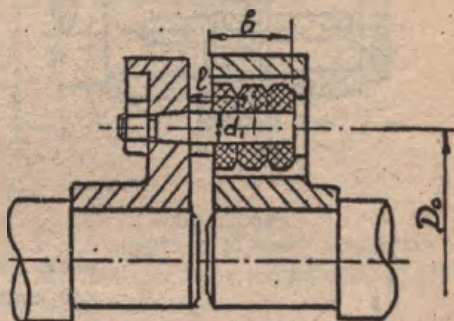


Рис. 7.9

$$P = \frac{F_t}{d_1 \cdot b} \leq [p]; \quad F_t = \frac{2TK}{ZD_0},$$

де F_t - колова сила; T - крутильний момент; Z - число пальців; d_1 , b - діаметр і ширина пружних елементів; $[p] \approx 2 \text{ МПа}$ - допустимий питомий тиск для гумових кілець.

Пальці розраховують на згин:

$$\sigma_{zg} = \frac{M_{zg}}{W_{н.о}} = \frac{F_t \cdot l}{0,1 \cdot d_1^3} \leq [\sigma]_{zg}.$$

Існують конструкції муфт, в яких пружні елементи працюють на кручення і крутильний зсув. На рис. 7.10 показано муфту з конічним пружним елементом, на рис. 7.11 - з пружною оболонкою.

Однією з основних характеристик пружної муфти є її крутильна жорсткість

$$C_\varphi = \frac{dT}{d\varphi},$$

де φ - кут закручування муфти.

Муфти з гумовим пружним елементом мають змінну жорсткість.

Важливою властивістю пружної муфти є її демпфуюча здат-

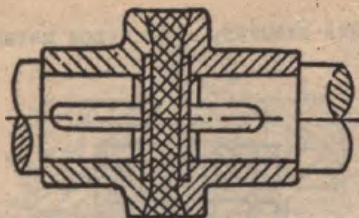


Рис. 7.10

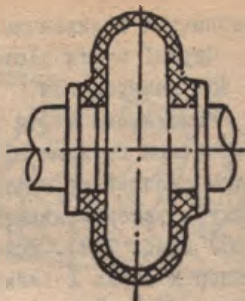


Рис. 7.11

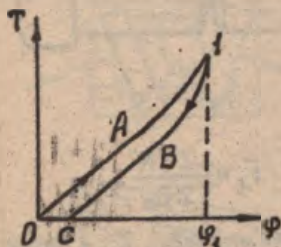


Рис. 7.12

ність, яка характеризується величиною енергії, несоротно забраної муфтою за один цикл. Ця енергія вимірюється площею петлі гістерезису (OAIBC) і витрачається на внутрішню та зовнішню тертя (рис. 7.12). Демпфуюча здатність пружних муфт сприяє зниженню динамічних навантажень та загасанню коливань.

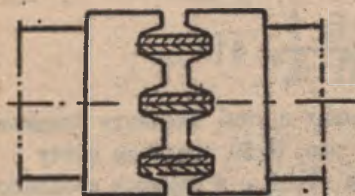


Рис. 7.13

Приклад пружної муфти з металічним пружним елементом показано на рис. 7.13. Муфти з металічним пружним елементом є довговічнішими і передають більші крутільні моменти. Пружні елементи можуть бути у вигляді пластин, спіральних пружин, змієвидних пружин та ін.

7.4. Керовані, або зчіпні муфти

Ці муфти призначені для з'єднання або роз'єднання валів при їх обертанні або у стані спокою.

Розрізняють такі зчіпні муфти: 1) кулачкові, 2) фрикційні.

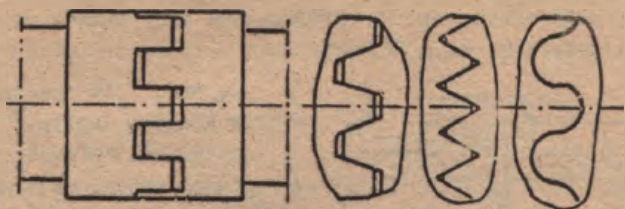


Рис. 7.14

Приклад кулачкової муфти з різними профілями кулачків показано на рис. 7.14. Для цих муфт характерні відсутність відносного ковзання та малі габарити.

Включення та виключення муфти здійснюється осьовим переміщенням однієї з півмуфт.

Слабким елементом кулачкових муфт є кулачки, які розраховують на питомий тиск і на згин.

Питомий тиск на бічних поверхнях кулачків (рис. 7.15):

$$p = \frac{F_t}{b \cdot h} \leq [p]; \quad F_t = \frac{2TK}{d_m Z},$$

де $[p] = 40 \dots 120$ МПа - допустимий питомий тиск; d_m - середній діаметр; Z - число кулачків.



Рис. 7.15

Напруження згину

$$\sigma_{zg} = \frac{M_{zg}}{W_{н.о}} = \frac{F_t \cdot h/2}{ab^2/6} \leq [\sigma]_{zg}$$

У деяких випадках кулачкову муфту використовують як запобіжну. При цьому кулачки виконують трапецеїдальними (рис. 7.16).

При дії осьової сили F_a півмуфти виходять із з'єднання.

У фрикційних муфтах крутільний момент передається силами тертя.

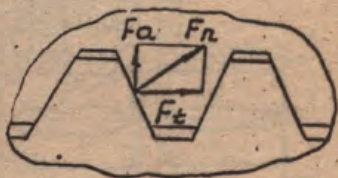


Рис. 7.16

Фрикційні муфти допускають плавне з'єднання (зчеплення) при різних швидкостях із регулюванням часу включення. Вони бувають конусними та дисковими.

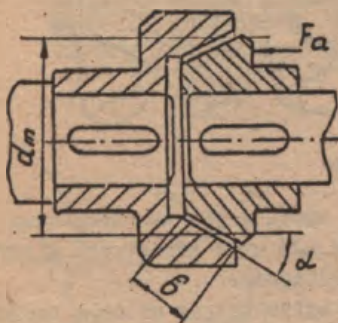


Рис. 7.17

На рис. 7.17 показано конструкцію конусної муфти.

Приймають $\alpha = 8 \dots 10^\circ$ для металічних поверхонь, $\alpha = 12 \dots 15^\circ$ для асбестових обкладок. Оскільки крутильний момент передається силами тертя, то повинно бути: $T_{\text{тер}} = \beta T$;

$$T_{\text{тер}} = F_{\text{тер}} \frac{d_m}{2};$$

$$F_{\text{тер}} = \pi d_m b [p] f;$$

$$T = \frac{1}{2\beta} d_m^2 b [p] f,$$

де $T_{\text{тер}}$ - момент тертя; d_m - середній діаметр; $\beta = 1,25 \dots 1,5$ - коефіцієнт запасу зчеплення; $[p]$ - допустимий питоми тиск; $F_{\text{тер}}$ - сила тертя.

Необхідна сила для включення муфти

$$F_a = \frac{2\beta T \sin \alpha}{d_m f}.$$

Дискові фрикційні муфти (рис. 7.18) мають більші навантажувальну здатність і плавність включення при малих габаритах.

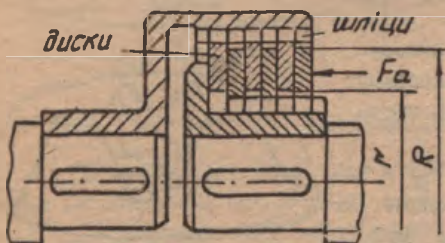


Рис. 7.18

Найчастіше використовують сталіні загартовані або метало-керамічні диски.

За аналогією з конусною муфтою повинно бути $T_{\text{тер}} = \beta T$.

Крутильний момент, який може передавати дискова муфта,

$$T = \frac{1}{2\beta} F_a d_m i f = \frac{1}{2\beta} \pi (R^2 - r^2) d_m i [p] f,$$

де F_a - сила стискування дисків; i - число пар поверхонь тертя; $F_a = \frac{2\beta T}{d_m i f}$; $[p] = 0.5 \dots 3$ - питомий тиск.

Матеріали дисків повинні задовольняти ті вимоги, які ставляться до матеріалів деталей фрикційних передач. Основний вид руйнування - спрацювання робочих поверхонь дисків.

Фрикційні муфти можуть використовуватись також як запобіжні.

7.5. Автоматичні, або самокеровані муфти

Відцентрова муфта. Служить для автоматичного з'єднання валів при досягненні заданої частоти обертів. Відцентрова муфта - це фрикційна муфта. До її складу входять півмуфти I (зірочка), півмуфта (обойма) 2, спеціальні вантажі (колодки) 3 з фрикційними накладками 4, пружини 5 (рис. 7.19).

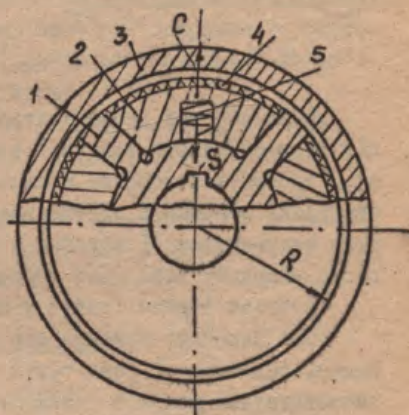


Рис. 7.19

Для найпростішої муфти з числом Z колодок є необхідною сила притискання кожної колодки до обойми:

$$F_n = \frac{TK}{ZRf},$$

або

$$F_n = f \cdot Z \cdot R = T \cdot \beta.$$

При кутовій частоті обертів ω

$$F_n - C + S = 0,$$

де $C = m\omega^2$ - відцентрова сила; S - сила опору пружини;

r - відстань від осі обертання до центра мас колодки.

Обгінні муфти. Ці муфти передають крутільний момент тільки в одному заданому напрямку.

До складу обгінної муфти входять: 1 - зірочка; 2 - обойма; 3 - ролики; 4 - штовхач; 5 - пружина (рис. 7.20).

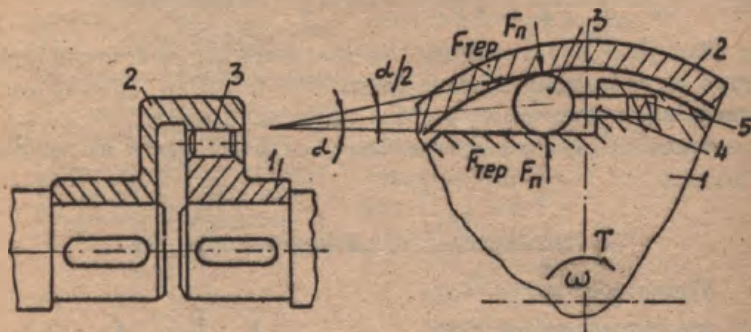


Рис. 7.20

Якщо зірочка 1 обертається за годинникову стрілку, то під дією сил тертя ролики 3 заклинюються у вузькій частині паза. Утворюється жорстке з'єднання з обоймою через ролик. При обертанні зірочки в протилежному напрямку ролик виходить у широкую частину паза і зірочка стає роз'єднаною з обоймою. У цьому напрямку вона може обертатися вільно.

Штовхач держить ролик у постійному контакті з обоймою.

При передачі крутільного моменту T на ролик діють нормальні сили F_n і сили тертя $F_{\text{тер}}$. Сили тертя перешкоджають виштовхуванню роликів реакцією F_n в пази.

З умови працездатності муфти повинно бути

$$2 F_{\text{тер}} \cos \frac{\alpha}{2} \geq 2 F_n \sin \frac{\alpha}{2},$$

або

$$2 F_n f \cos \frac{\alpha}{2} \geq 2 F_n \sin \frac{\alpha}{2}.$$

Після перетворень одержуємо

$$\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \leq f - \operatorname{tg} \rho \quad (\alpha \leq 2\rho),$$

де ρ - кут тертя.

Як правило, використовують $\alpha = 7 \dots 8^\circ$.

Міцність робочих поверхонь та ролика розраховуємо по контактних напруженнях за формулою Герца для сталених деталей:

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{F_n \ell}{\ell \rho_{3\delta}}} \leq [\sigma_H],$$

де $[\sigma_H] = 1200 \dots 1500$ МПа.

8. З'ЄДНАННЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

З'єднання дозволяють скласти машину з окремих вузлів та деталей. Всі види з'єднань поділяють на роз'ємні та нероз'ємні.

Роз'ємні з'єднання допускають позторні збирання та розбирання. До них відносяться нарізні, шпонкові, зубчасті (шліцьові), клинові, клемові та інші з'єднання.

Нероз'ємні з'єднання не можна розкласти без руйнування або пошкодження. До них відносяться клепані, зварні, паяні та інші з'єднання.

Основним критерієм працездатності та розрахунку з'єднань є міцність. Необхідно добиватися того, щоб з'єднання були рівномірними із з'єднаними елементами.

8.1. Нарізні з'єднання

8.1.1. Типи нарізок

Нарізними називають такі з'єднання, що мають нарізку.

Для з'єднань використовують кріпильні нарізки - метричні, трубні та круглі.

Кріпильні нарізки призначені для скріплення деталей. Це метричні та дюймові нарізки. Їх виконують, як правило, трикутними, такими, щоб у них був профіль з притупленими вершинами (рис. 8.1). Використання цих нарізок пояснюється підвищенням тертя у з'єднанні (що запобігає самовідгвинчуванню), міцністю, технологічністю.

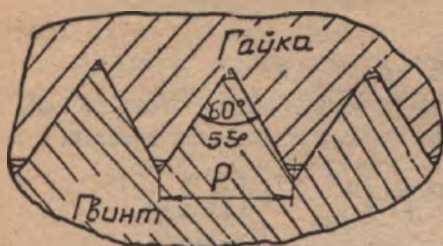


Рис. 8.1

вальні нарізки - це дюймові нарізки, які мають трикутний про-

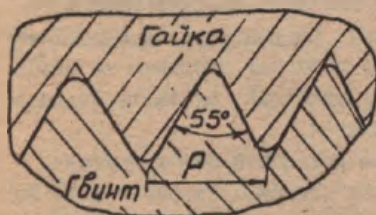


Рис. 8.2



Рис. 8.3

нення (пожежна арматура, вагонні стяжки, цоколі електроламп). Параметри круглої нарізки регламентовані ГОСТ 6042-83.

Основні параметри метричної нарізки наведено в підрозд. 4.1.1.

8.1.2. Методи утворення нарізок.

Матеріали для нарізних елементів

Основні методи утворення нарізок::

1. Кріпильні нарізки бувають з нормальним або дрібним кроком. Кут профілю позначають α . $\alpha = 60^\circ$ - метрична нарізка. $\alpha = 55^\circ$ - дюймова нарізка.

Нарізки стандартизовані ГОСТ 9150-81, ГОСТ 8724-81; ГОСТ 24705-81.

2. Кріпильно-ущільнювальні нарізки - це дюймові нарізки, які мають трикутний профіль, але без радіальних зазорів для запобігання витіканню рідини. Приклад: трубна нарізка. Це дрібна дюймова нарізка без зазорів по виступах та западинах для кращого ущільнення (рис. 8.2).

Трубну нарізку можна нарізувати також на конічній поверхні для досягнення високої

щільності з'єднання. Приклад: позначення конічної трубної нарізки - КЗ/4°.

3. Кругла нарізка зручна для виготовлення накатуванням або відливанням. Кут профілю $\alpha = 30^\circ$ (рис. 8.3).

Круглі нарізки мають обмежене застосування, в основному для деталей,

що часто монтуються в умовах забруднення (пожежна арматура, вагонні стяжки, цоколі електроламп).

1. Нарізка різними, гайкорізами та фрезами.

2. Накатка накатними роликми методом гластичного деформування. При цьому підвищується втомна міцність внаслідок сприятливого формування волокон і виникнення залишкових напружень стиску, які зменшують робочі напруження розтягу (рис. 8.4).



Рис. 8.4

Матеріали для нарізних деталей машин — це в першу чергу сталі 35, 45, 38Х, 30ХГСА, 40ХНМА, 19Х2НІА. В авіації часто використовуються титанові сплави.

8.1.3. Розподіл навантажень між витками нарізки

Задача розподілу сил між витками нарізки є статично невизначеною. При її розв'язанні необхідно враховувати деформації гвинта, гайки та витків нарізки. Цю задачу вперше розв'язав М.Є. Жуковський, використавши теорію пружності. Він виявив, що навантаження в нарізці розподіляються нерівномірно. Основну причину цієї нерівномірності розглянемо на схемі гвинтової пари (рис. 8.5).

З рисунка видно, що в поперечному перерізі першого витка нарізки гвинт розтягнутий, а гайка стиснута, тобто мають місце деформації з різним знаком. Різницю деформацій гвинта та гайки сприймає виток нарізки. Згідно із законом Гука, чим більшою є деформація елемента, тим більші навантаження, які спричинили цю деформацію.

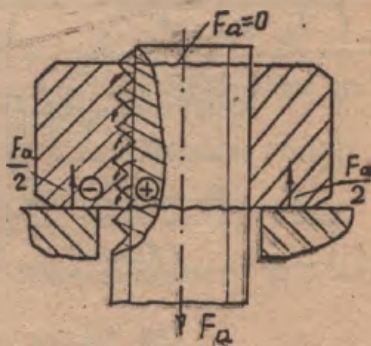


Рис. 8.5

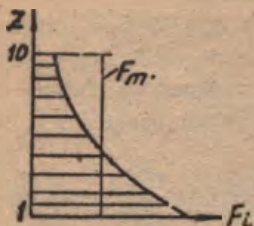


Рис. 8.6

ціс. Отже, перший виток найбільш навантажений.

Позначимо число витків гайки Z і покажемо графік розподілу навантажень по витках (рис. 8.6).

Головна причина нерівномірності навантажень по нарізці: зовнішні навантаження (F_a) спричиняють по довжині згинчування різні за величиною деформації гвинта та гайки.

У розв'язку М.С. Жуковського при $Z = 1$ навантаження на перший виток гайки дорівнюють 34% F_a , а при $Z = 10$ - $\approx 1\%$ F_a .

У дійсності нерівномірність є меншою внаслідок похибок виготовлення, а також через контактні та пластичні деформації, фактично не 34, а 20...25%.

8.1.4. Розрахунок кріпильної нарізки на міцність

Розрахунок виконуємо за умовними напруженнями, які порівнюємо з допустимими напруженнями, визначеними на основі експериментів і практики експлуатації.

Покажемо схему гвинтової пари (рис. 8.7).

Нарізку розраховуємо:

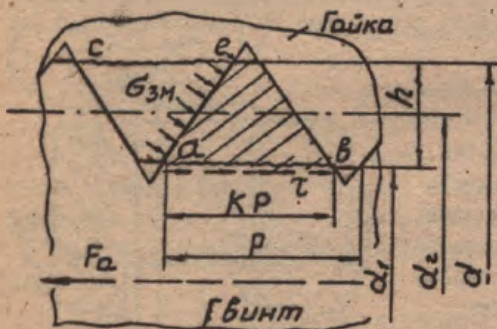


Рис. 8.7

1. За напруженнями зрізу в перерізі гвинта ab або ce гайки (основний вид руйнування).

2. За напруженнями зминання на робочій гвинтовій поверхні.

Напруження зрізу для гвинта

$$\tau = \frac{F_a}{\pi d_1 K P Z K_m} \leq [\tau],$$

для гайки

$$\tau = \frac{F_a}{\pi d K P Z K_m} \leq [\tau],$$

де K - коефіцієнт повноти нарізки,

$$K = \frac{ab}{P} \quad \text{або} \quad \frac{ce}{P}.$$

Для трикутної нарізки $K = 0,87$.

Напруження зминання

$$\sigma_{зм} = \frac{F_a}{\pi d_2 h Z K_m} < [\sigma_{зм}],$$

де $K_m = 0,6 \dots 0,7$ - коефіцієнт нерівномірності навантажень по витках нарізки. Часто приймають $K_m = 1$. Допустимі напруження для сталі призначають такими:

$$[\tau] = (0,2 \dots 0,3) \sigma_T; \quad [\sigma_{зм}] = 0,8 \sigma_T.$$

З умови рівномірності гвинта та гайки одержують, що висота гайки $H = 0,8 d$. Іноді приймають $H = 0,5 d$ (низька гайка).

8.1.5. Розрахунок болтів (шпильок) на міцність

Розрахунок болтів на міцність виконуємо, як правило, в два етапи: 1) проектний; 2) перевірний. Проектний розрахунок зводиться до попереднього визначення діаметра болта, перевірний - до знаходження коефіцієнта запасу втомної міцності (див. підрозд. 8.1.8).

Іноді проектний розрахунок є остаточним для малонавантажених болтів.

Проектний розрахунок болтів

І. Болт (шпилька) навантажений поздовжньою (осьовою) силою (основний розрахунковий випадок) (рис. 8.8).

Діаметр болта визначаємо з умови його роботи на розтяг:

$$\sigma_p = \frac{F}{\frac{\pi d_1^2}{4}} < [\sigma_p] \rightarrow d_1,$$

де F - розтяжна сила від дії робочих навантажень; d_1 - внутрішній діаметр нарізки;

$$[\sigma]_p = \frac{\sigma_T}{[S]}; \quad [S] = 2 \dots 3.$$

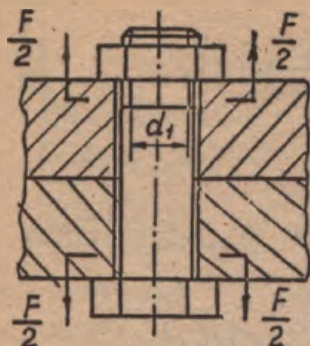


Рис. 8.8

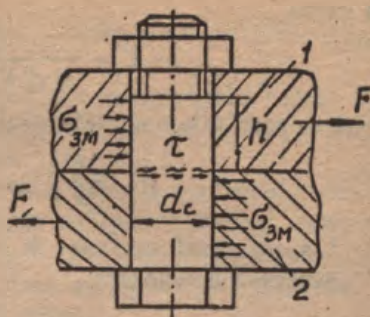


Рис. 8.9

2. Болт навантажений поперечною силою.

А. Болт поставлений в отвір без зазора (рис. 8.9). Такий болт називають чистим, або призонним.

Діаметр стержня болта d_c визначаємо з розрахунку на зріз і зминання. Дотичні напруження зрізу

$$\tau = \frac{F}{\pi \frac{d_c^2}{4}} \leq [\tau] \rightarrow d_c,$$

де $[\tau] = (0,2 \dots 0,3) \sigma_T$ - допустимі напруження на зріз.

Нормальні напруження зминання

$$\sigma_{3m} = \frac{F}{h \cdot d_c} \leq [\sigma_{3m}].$$

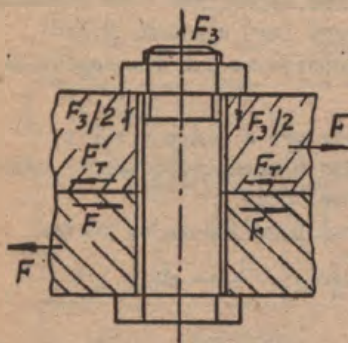


Рис. 8.10

Перевага з'єднання чистими болтами полягає в тому, що окрім передачі навантаження F забезпечується також точна центровка деталей 1 відносно деталі 2.

Б. Болт поставлений в отвір із зазором (рис. 8.10). Поперечні навантаження F повинні передаватись силами тертя в стикі F_T , які мають бути такими:

$$F_T = K F.$$

Для отворення сил тертя використовуємо силу попередньої затажки.

Болт розраховуємо на розтяг за силою попередньої затажки:

$$F_3 = \frac{F_T}{f} = \frac{KF}{f},$$

$$\sigma_p = \frac{F_3}{\frac{\pi d_1^2}{4}} \leq [\sigma_p] \rightarrow d_1,$$

де $f = 0,08 \dots 0,12$ - коефіцієнт тертя; K - коефіцієнт надійності, $K = 1,3 \dots 1,5$ - статичні навантаження, $K = 1,8 \dots \dots 2$ - динамічні навантаження.

У загальному випадку попередня затажка необхідна: 1) для отворення сил тертя в стиках, що сприймають зсувальні навантаження; 2) для забезпечення нерозкриття стиків (або герметичності); 3) для підвищення втомної міцності нарізних з'єднань.

При більш точних розрахунках необхідно враховувати дотичні напруження в стержні гвинта від дії крутильного момента тертя в нарізці при закручуванні гайки. Нормальні напруження

$$\sigma_p = \frac{F_3}{\frac{\pi d_1^2}{4}}; \text{ дотичні напруження } \tau = \frac{T_{гп}}{W_p},$$

де $T_{гп} = F_3 \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\psi + \varphi')$ - крутильний момент гвинтової пари;

$W_p = 0,2 d_1^3$ - полярний момент опору.

Еквівалентні номінальні напруження у гвинті від розтягу і кручення:

$$\sigma_{екв} = \sqrt{\sigma_p^2 + \left(\frac{\sigma_T}{\tau_T}\right)^2 \tau^2} \leq [\sigma].$$

В середньому $f = 0,12$ і $\psi \approx 2^\circ 30'$. Тоді одержимо

$$\sigma_{екв} \approx 1,3 \sigma_p \leq [\sigma].$$

Остаточна формула для розрахунків:

$$\sigma = \frac{1,3 F_3}{\frac{\pi d_1^2}{4}} \leq [\sigma] \rightarrow d_1.$$

8.1.6. Розрахунок нарізних з'єднань,
навантажених відривними силами
(розкриття стику не допускається)

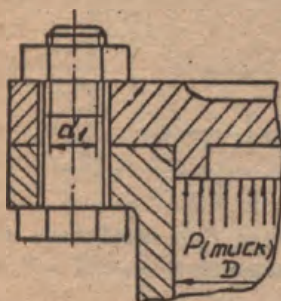


Рис. 8.11

Прикладом можуть бути болти для кріплення кришок гідро-, пневмоциліндрів, навантажених тиском рідини або газу (рис. 8.11).

Нехай число болтів Z . Нерозкриття стику або герметичність повинні забезпечуватись поперечною затяжкою болтів. Сила, що відриває кришку, яку створює тиск рідини,

$$F_0 = \frac{\pi D^2}{4} P.$$

Сила F_0 розподіляється по болтах рівномірно; $F = \frac{F_0}{Z}$ - зовнішня сила на болт.

Розглянемо ряд положень болтового з'єднання (рис. 8.12).

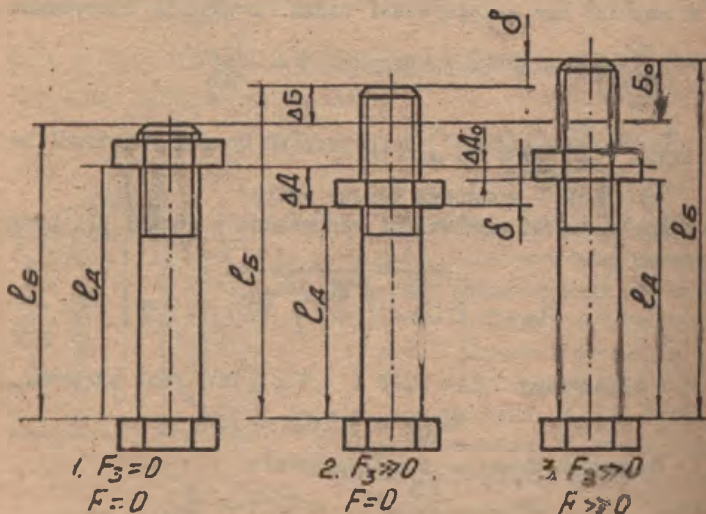


Рис. 8.12

На рисунку позначено: F_3 - сила попередньої зтяжки; F - зовнішня сила; ΔD і ΔB - стиск деталей і розтяг болта після прикладання сили F_3 ; δ - збільшення деформації болта і зменшення деформації деталей після прикладання сили F ; ΔB_0 та ΔA_0 - загальна деформація болта та деталей після прикладання сили F .

За законом Гука

$$\Delta B = \frac{F_3 \ell_B}{E_B A_B} = F_3 \cdot \lambda_B = F_3 \cdot \frac{1}{C_B}, \quad (8.1)$$

де λ - коефіцієнт податливості (деформація спричинена одиничною силою); C - коефіцієнт жорсткості (сила, яка спричиняє одиничну деформацію).

З рівняння (8.1) виразимо F_3 :

$$\left. \begin{aligned} F_3 &= \frac{1}{\lambda_B} \Delta B = C_B \Delta B, 1 \\ F_3 &= \frac{1}{\lambda_B} \Delta D = C_A \Delta D, 2 \end{aligned} \right\} \begin{array}{l} \text{Ці рівняння прямих, які проходять} \\ \text{через початок координат.} \end{array}$$

Побудуємо систему координат сила - деформація (рис. 8.13). Проведемо лінію деформування болта 1 і лінію деформування деталі 2. Відкладемо значення сили попередньої зтяжки F_3 . Її відповідає деформація болта ΔB і деформація деталі ΔD .

Для зручності розгляду сумісної роботи болта і деталі перенесемо пряму 2 паралельно самій собі і проведемо її через точку A .

У цьому випадку відрахування деформації болта виконуємо

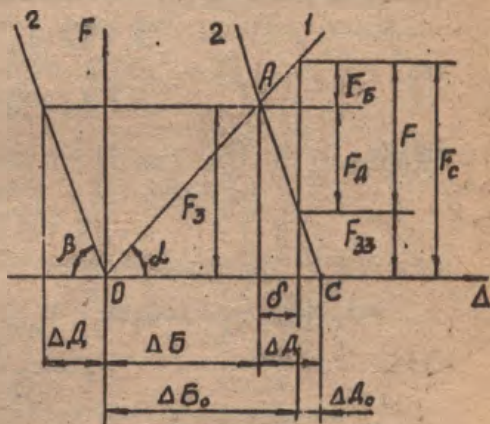


Рис. 8.13

від точки О праворуч, а деформації деталі - від точки С - ліворуч.

Після прикладання до з'єднання зовнішньої осевої сили F болт додатково збільшить свою довжину на δ , а деформація стиску деталей зменшиться на цю саму величину δ .

З рис. 8.13 видно, що сила в болті після прикладання зовнішньої сили зросла на величину F_B , а сила попередньої зтяжки F_A зменшилась на величину $F_A = F - F_B$ і почала дорівнювати F_{33} (залишкова сила зтяжки).

Умова нерозкриття стику

$$|\Delta A - \delta| > 0 \text{ або } F_{33} > 0.$$

Виразимо F_B як частину зовнішньої сили:

$$F_B = \chi F,$$

де χ - коефіцієнт основної (зовнішньої) сили, що показує, яку частину зовнішньої сили сприймає болт. Сила, яка витрачається на розвантаження деталей (стиків),

$$F_A = F - F_B = (1 - \chi) F.$$

Запишемо, чому дорівнює деформація δ :

$$\delta = F_B \cdot \lambda_B = F_A \cdot \lambda_A,$$

або

$$\chi F \lambda_B = (1 - \chi) F \cdot \lambda_A,$$

звідки

$$\chi = \frac{\lambda_A}{\lambda_A + \lambda_B}. \quad (8.2)$$

Оскільки $\frac{1}{\lambda} = C$, то

$$\chi = \frac{C_B}{C_B + C_A}. \quad (8.3)$$

Із досвіду та експериментів $\chi = 0,1 \dots 0,4$, тобто в попередньо зтягнутому з'єднанні після прикладання зовнішньої сили сила в болті зростає на 10...40%.

Як видно з формул (8.2), (8.3), χ залежить від податливостей або жорсткостей болта та деталей.

Визначимо силу затяжки, при якій додержується нерозкриття стики:

$$F_{3\min} = F_A(1-\chi)F.$$

Це граничне значення сили затяжки. Приймають $F_3 = K_3 F_{3\min} = K_3 F(1-\chi)$, де K_3 - коефіцієнт запасу затяжки; $K_3 = 1,3 \dots 1,5$ - статичні навантаження; $K_3 = 1,5 \dots 3$ - динамічні навантаження.

Знайдемо повну силу на болт:

$$F_c = F_3 + F_B, \quad (8.4)$$

або

$$F_c = F + F_{33}. \quad (8.5)$$

Залежність (8.4) є більш зручною для розрахунків на втому, тому що виділена змінна складова F_B ; формула (8.5) краще відзеркалює фізику явища.

Перепишемо рівняння (8.4):

$$F_c = F_3 + F_B = K_3(1-\chi)F + \chi F.$$

Необхідно також урахувувати, що болт працює й на кручення. Тоді сумарна розрахункова сила на болт $F_{c\text{розр}} = \beta F_3 + F_B$.

Діаметр болта визначаємо з умови його роботи на розтяг:

$$\sigma_p = \frac{F_{c\text{розр}}}{\frac{\pi d_1^2}{4}} \leq [\sigma_p] \rightarrow d_1.$$

де $\beta = 1,3$.

У проектних обчислюваннях при відомій силі F розрахунки зручно здійснювати за рівнянням (8.5). Записуємо

$$F_{33} = \gamma F,$$

де γ - коефіцієнт залишкової затяжки. Приймаємо $\gamma = 1 \dots 1,8$. Тоді

$$F_{c\text{розр}} = F(1+\gamma).$$

8.1.7. Визначення коефіцієнта основного навантаження

У загальному випадку коефіцієнт основного навантаження визначаємо таким чином:

$$\chi = \frac{\lambda_A}{\lambda_A + \lambda_B} = \frac{\text{сума податливостей деталей, які відносяться до корпусу}}{\text{сума податливостей всіх деталей з'єднання (корпуса та болта)}}$$

Визначення податливості болта. Приймаємо, що деформація болта поширюється на половину висоти гайки (рис. 8.14):

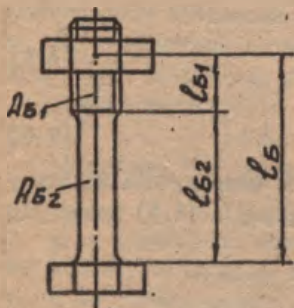


Рис. 8.14

$$\lambda_B = \sum \lambda_{B1} = \frac{1}{E_B} \left(\frac{l_{B1}}{A_{B1}} + \frac{l_{B2}}{A_{B2}} + \dots + \frac{l_{Bn}}{A_{Bn}} \right)$$

Визначення податливості з'єднаних деталей. Існує гіпотеза, що тиск з боку гайки та головки болта розподіляється по конусу в середину з'єднаних деталей. Вважають, що деформується тільки той матеріал, який знаходиться всередині урізаного конуса (рис. 8.15).

Експериментально визначено, що $\alpha \approx 25 \dots 28^\circ$. І приймають $\tan \alpha \approx 0,5$.

Також виявлено, що це справедливо при товщинах з'єднуваних деталей $h \leq 1,5 a$. Будемо вважати, що розглядається саме цей випадок.

Для деталей

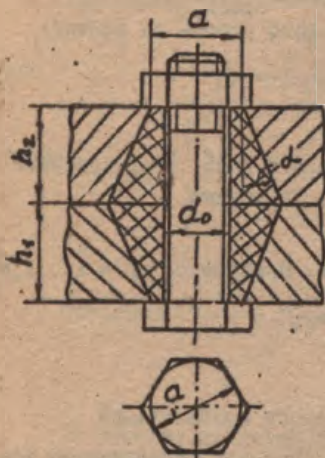


Рис. 8.15

$$\lambda_A = \sum_1^n \lambda_{A1} = \frac{h_1}{E_{A1} A_{A1}} + \frac{h_2}{E_{A2} A_{A2}} + \dots + \frac{h_n}{E_{An} A_{An}}$$

Для спрощення розрахунків конуси тиску замінимо еквівалентними циліндрами (рис. 8.16).

Діаметр еквівалентного циліндра визначаємо таким чином:

$$D_{e1} = a + \frac{2h_1 \operatorname{tg} \alpha}{2},$$

$$D_{e1} = a + \frac{h_1}{2}.$$

Тоді можна записати:

$$A_{A1} = \frac{\pi}{4} (D_{e1}^2 - d_0^2);$$

$$A_{A2} = \frac{\pi}{4} (D_{e2}^2 - d_0^2);$$

$$\vdots \quad \vdots \quad \vdots \quad \vdots \quad \vdots \quad \vdots \quad \vdots \quad \vdots$$

$$A_{An} = \frac{\pi}{4} (D_{en}^2 - d_0^2).$$

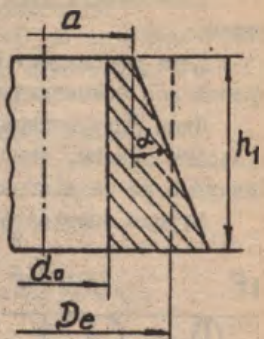


Рис. 8.16

8.1.8. Розрахунок болтів на міцність при змінних навантаженнях

Розглянемо, які цикли зміни напружень у болті є можливими (рис. 8.17).

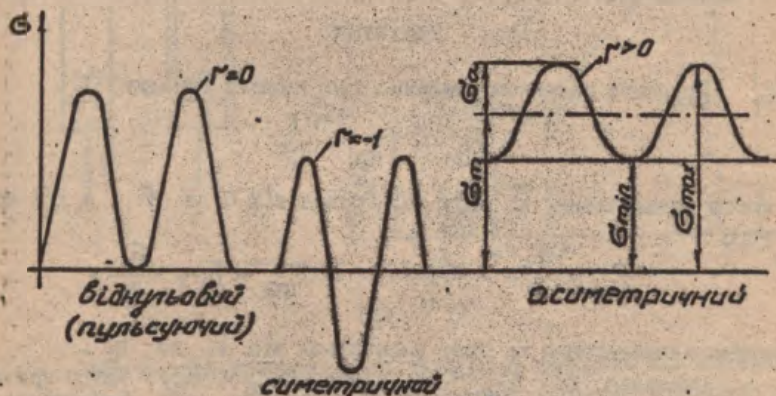


Рис. 8.17

Симетричний цикл неможливий, тому що болти не працюють на стиск.

Кали розглядається міцність болтів, то можуть бути віднульовий або асиметричний цикли.

Якщо болт попередньо не затягнутий, то він працює за віднульовим циклом, якщо ж попередньо затягнутий - за асиметричним. Покажемо це на діаграмах.

Будемо оперувати не напруженнями, а силами (рис. 8.18).

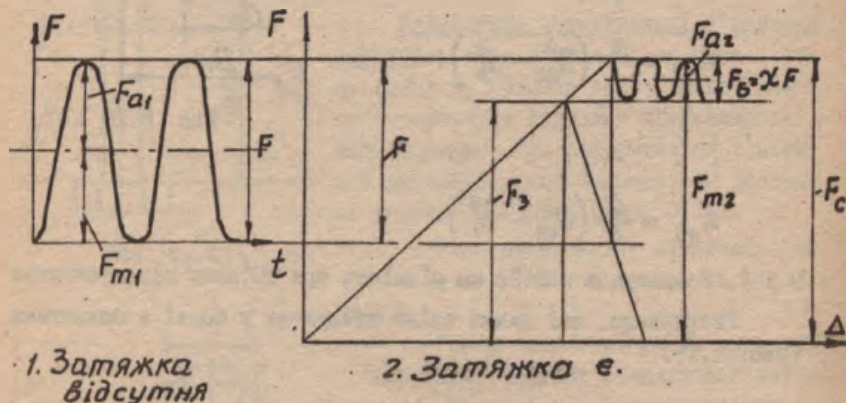


Рис. 8.18

Згідно з рисунком одержимо для першого випадку

$$F_{a1} = F_{m1} = \frac{F}{2},$$

тобто навантаження на болт змінюються від 0 до F , а для другого

$$F_{a2} = \frac{F_5}{2} = \frac{\chi F}{2}; \quad F_{m2} = F_3 + \frac{F_5}{2},$$

тобто навантаження на болт змінюються від F_3 до F_c .

Очевидно, що $F_{a2} < F_{a1}$, або $\sigma_{a2} < \sigma_{a1}$, тобто при дії змінних навантажень для підвищення втомної міцності болтів необхідно давати попередню затяжку болта.

Затяжка спричиняє до збільшення сум навантажень, діючих на

болт, що дещо знижує статичну міцність, але при цьому значно зменшується змінна (амплітудна) частина навантажень.

Оскільки за виникнення втомних тріщин відповідальні змінні напруження, то зменшення їх спричиняє до підвищення втомної міцності болта.

Сила зтяжки мусить бути максимально можливою.

Допустимі напруження зтяжки

$$\sigma_{зат} = \frac{F_3}{A_B} \leq 0,8 \sigma_T.$$

Звичайно приймають $\sigma_{зат} = (0,5 \dots 0,7) \sigma_T$.

Цим можна пояснити запис

$$F_3 = K \cdot F_{3 \min}.$$

Для визначення коефіцієнта запаса втомної міцності болта використовуємо діаграму граничних напружень та її аналітичний вираз для двох зразків: гладкого і з концентратором (нарізком) (рис. 8.19).

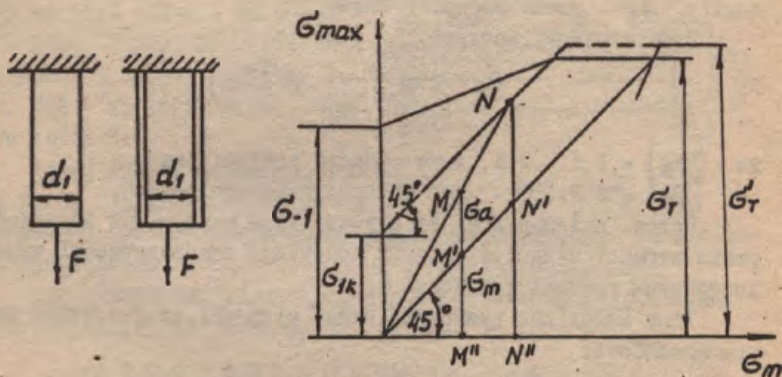


Рис. 8.19

Для болтів гранична амплітуда мало залежить від середніх напружень σ_m , і тому пряму граничної міцності проводять під кутом 45° .

Нехай номінальні напруження в болті σ_{max} і σ_m на діа-

грамі характеризуються точкою М. Оскільки точка М лежить нижче лінії граничних напружень, то деталь матиме достатній запас міцності $S_0 > 1$.

Припустимо, що із збільшенням навантажень $\frac{\sigma_{\max}}{\sigma_m} = \text{const.}$. Таке навантаження називають простим. При простому навантаженні точка М рухатиметься до точки N. Точка N є граничною точкою, яка відповідає руйнуванню болта.

Запас втомної міцності болта дорівнює:

$$S_0 = \frac{\sigma_{\text{lim}}}{\sigma_{\max}} = \frac{NN''}{MM''} = \frac{NN'}{MM'} = \frac{\sigma_{-1k}}{\sigma_a};$$

$$\sigma_{-1k} = \frac{\sigma_{-1}}{K_\sigma / \epsilon}; \quad \sigma_a = \sigma_{\max} - \sigma_m = \frac{F_a}{A_B},$$

де σ_{-1} , σ_{-1k} - границі втомної міцності гладкого і з концентратором зразків; K_σ - ефективний коефіцієнт концентрації напружень; ϵ - масштабний фактор; F_a - амплітудна сила в болті; A_B - площа перерізу болта.

В остаточному вигляді

$$S_0 = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{\epsilon} \cdot \sigma_a} \geq [S_0],$$

де $[S_0] = 1.5 \dots 2.5$, якщо затяжка контролювана;
 $[S_0] = 2.5 \dots 3$ - якщо затяжка неконтрольована.

Болти, які працюють за асиметричним циклом при збереженні умови втомної міцності, можуть позбутися працездатності через досягнення границі текучості.

Тому необхідно визначити запас міцності за статичною несучою здатністю:

$$S = \frac{\sigma_T}{\sigma_{\max}} = \frac{\sigma_T}{\sigma_m + \sigma_a} = \frac{\sigma_T}{\sigma_3 + 2\sigma_a} \geq [S],$$

де σ_3 - напруження від сили попередньої затяжки; $[S] \geq 1.25$.

Нижче наведено послідовність розрахунку попередньо затягнутих болтів при дії змінних навантажень.

Проектний розрахунок:

1. Обчислимо сумарне зусилля у болті.

2. Призначаємо коефіцієнт запасу міцності болта і знаходимо допустимі напруження для вибраного матеріалу болта.

3. Визначаємо внутрішній діаметр нарізки.

4. За обчисленням d_1 вибираємо стандартну нарізку за ГОСТ 8724-81 і болт за ГОСТ 7798-70.

П е р е в і р н и й р о з р а х у н о к

1. Визначаємо податливість болта λ_B і в'єднаних деталей λ_d .

2. Знаходимо коефіцієнт основного навантаження.

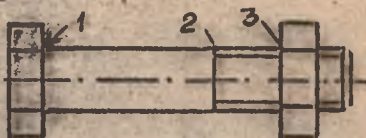
3. Обчислюємо коефіцієнт запасу втомної міцності і порівнюємо його з допустимою величиною.

4. Визначаємо коефіцієнт запасу статичної міцності і порівнюємо його з допустимою величиною.

8.1.9. Заходи, які підвищують втомну міцність болтів

Міцність при змінних напруженнях порушується внаслідок виникнення тріщин у місцях концентрації напружень.

Місця концентрації напружень на тілі болта - це точки 1, 2, 3 (рис. 8.20). 10...15% усіх руйнувань припадає на точку 1, 15...20% - на точку 2, 60...70% - на точку 3.



Точка 3 - це перший робочий виток нарізки. Для точки 3

Рис. 8.20

характерна висока концентрація напружень внаслідок концентрації навантажень.

Для підвищення втомної міцності болтів використовуються конструкторські та технологічні заходи.

К о н с т р у к т о р с ь к і з а х о д и

1. Зниження концентрації напружень на стержні болта (рис. 8.21).

2. Зменшення концентрації у нарізці (рис. 8.22). При переході від нарізки з плоскою нападкою до нарізки $r = 0,4 R$ амплітуди напруження σ_d зменшуються приблизно в 2 рази.

3. Регулювання жорсткості болтів і деталей:

а) зниження жорсткості болта зменшенням діаметра стержня

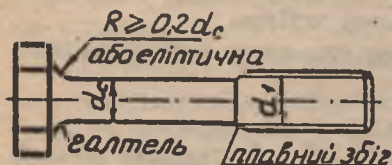


Рис. 8.21



Рис. 8.22

в ненарізаній частині до $d_c = (0,8...1) d_1$ або збільшення довжини болта l_B ;

б) підвищення жорсткості деталей.

Покажемо це на діаграмах затяжки (рис. 8.23, а, б). З рисунка видно, що F_{B1} (жорсткий болт) $>$ F_{B2} (податливий болт) і

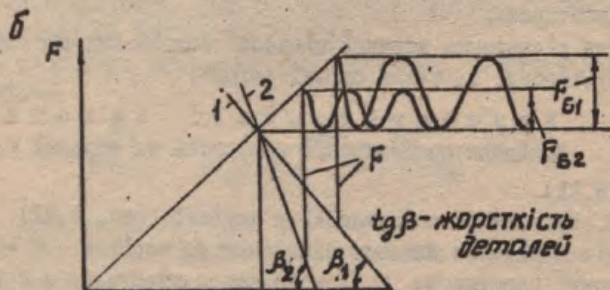
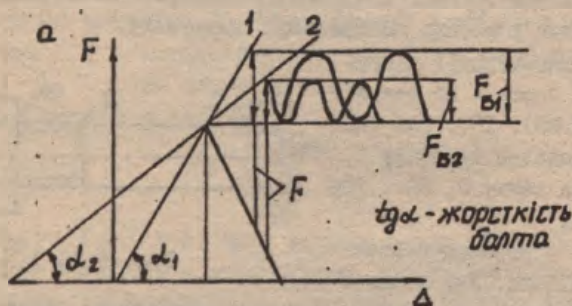


Рис. 8.23

F_{B2} (жорсткі деталі) $< F_{B1}$ (податливі деталі).

Правила для конструктора: для підвищення втомної міцності болтів необхідно використовувати жорсткі фланці (деталі) і податливі болти.

4. Використання гайок спеціальної конструкції, наприклад, таких, що, як і болт, працюють на розтяг (рис. 8.24). Однак внаслідок складності виготовлення такі гайки на практиці зустрічаються рідко.

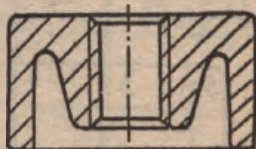


Рис. 8.24

5. Застосування для болтів високоміцних термооброблених сталей. Вони мають підвищену границю текучості σ_T , що дає можливість давати більші σ_3 , що зменшує σ_d .

Технологічні заходи

1. Накатка нарізки. При цьому волокна металу не перерізуються, а пластично деформуються, і на поверхні нарізки виникають залишкові напруження стиску. Це знижує концентрацію напружень і робочі напруження розтягу.

2. Обкатка западин нарізки роликами та обдувка дробом. Позитивний ефект виникає через залишкові напруження стиску. Границю витривалості можна підвищити в 2...3 рази.

3. Хіміко-термічна обробка (цементація, азотування, ціанування та ін.). Ефект виникає завдяки залишковим напруженням.

8.1.10. Розрахунок груп болтів

Розрахунок зводиться до визначення розрахункових сил для найнавантаженого болта. Потім цей болт розраховують на міцність за формулами, вивченими раніше, як поодинокий.

Розглянемо кілька випадків розрахунку груп болтів.

1. Болти без попередньої затяжки (розкриття стиків допускається (рис. 8.25)).

А. Діє відкривна сила F_0 . Число болтів, що кріплять корпус, — Z . Сила, за яку болт розраховуємо на розтяг, — $F_1 = \frac{F_0}{Z}$.

Б. Сила зсуву діє не в площині стиків (рис. 8.26). Перенесемо силу F_0 статич-

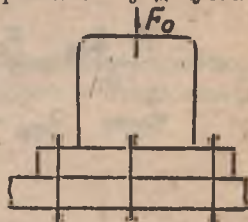


Рис. 8.25

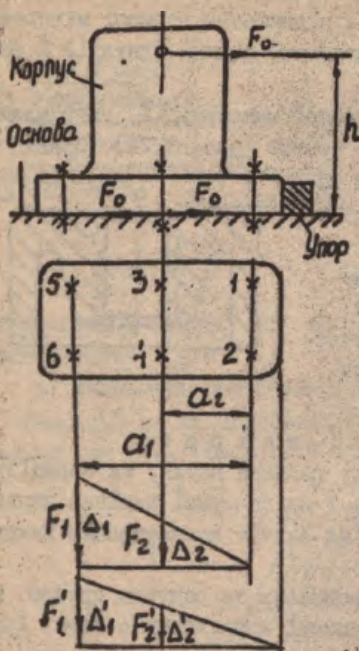


Рис. 8.26

болтах 1, 2.

Із трикутника можна записати:

$$\frac{\Delta_1}{a_1} = \frac{\Delta_2}{a_2},$$

$$\Delta_1 = \frac{F_1 \cdot l_{Б\ 5,6}}{E_{Б} \cdot A_{Б\ 5,6}} = F_1 \lambda_{56}; \quad \Delta_2 = \frac{F_2 \cdot l_{Б\ 3,4}}{E_{Б} \cdot A_{Б\ 3,4}} = F_2 \lambda_{34},$$

$$\text{або} \quad \frac{F_1 \cdot \lambda_{56}}{a_1} = \frac{F_2 \cdot \lambda_{34}}{a_2}.$$

$$\text{Часто} \quad \lambda_{56} = \lambda_{34}, \text{ і тоді} \quad \frac{F_1}{a_1} = \frac{F_2}{a_2} = \dots = \frac{F_n}{a_n}.$$

ним нулем у центр ваги площини стика. Одержимо силу F_0 , яка зсуває корпус, і момент $F_0 h$.

Для зрівноваження сили F_0 , щоб не було зсуву, поставимо упор. На болти діятиме тільки момент $F_0 h$, який намагається повернути корпус.

Робимо такі припущення:

1. Деформуються тільки болти, а основа та корпус абсолютно жорсткі.

2. Ось повороту корпусу проходить: а) через ось крайнього болта; б) через кромку корпусу.

Розглянемо випадок "а".

Позначимо: Δ_1 – деформація болтів 5, 6, F_1 – реакція в болтах 5, 6; Δ_2 – деформація болтів 3, 4, F_2 – реакція в болтах 3, 4; Δ_3 – деформація болтів 1, 2, F_3 – реакція в

Активний момент $F_0 \cdot h$ урівнюється реактивним моментом

$$F_0 \cdot h = 2F_1 a_1 + 2F_2 a_2.$$

Виразимо F_2 через F_1 :

$$F_1 = F_{\max} = \frac{F_0 \cdot h \cdot a_1}{2(a_1^2 + a_2^2)}.$$

У загальному випадку

$$F_i = \frac{F_0 \cdot h \cdot a_i}{\rho \sum a_i^2},$$

де ρ - число рядів.

2. Розрахунок групи болтів, якщо розкриття стику не допускається.

Корпус кріпиться до основи за допомогою групи болтів і навантажений силою

F_x (рис. 8.27).

Болтове з'єднання навантажено моментом $F_x h$ і відривною силою F_y .

Нерозкриття стику забезпечується попередньою затяжкою болтів.

При дії момента $F_x h$

корпус буде повертатися. Навколо якої осі? Якщо розкриття стику не допускається, то корпус і основа працюють як одне ціле. Тому поворот корпуса відбувається відносно осі, що проходить через центр ваги стику, як при згині.

Умова нерозкриття стику:

$$\sigma_z > \sigma_m + \sigma_y.$$

Отже, напруження в отику від сили попередньої затяжки мають бути більшими від напружень, які створюють у стику зовнішні навантаження.

Для розрахунків приймаємо

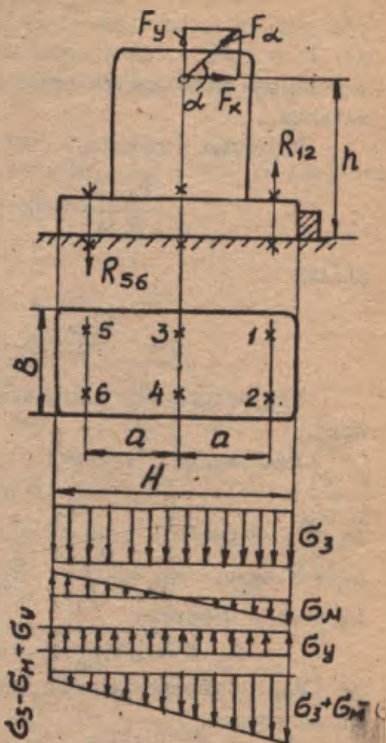


Рис. 8.27

$$\sigma_z = K (\sigma_M + \sigma_y), \quad (8.6)$$

де $K = 1,25 \dots 1,5$ - коефіцієнт запасу затяжки.

Умова нерозкриття стику дозволяє знайти силу поперечної затяжки.

Виразимо в рівнянні (8.6) напруження через сили

$$\frac{F_z \cdot z}{B \cdot H} = K \left(\frac{F_x \cdot h}{BH^2/6} + \frac{F_y}{BH} \right),$$

звідки

$$F_z = \frac{K}{z} \left(\frac{6 F_x \cdot h}{H} + F_y \right).$$

Для розрахунку болта необхідно визначити зовнішню силу на болт.

Для даного з'єднання

$$F = R_M + R_y,$$

де R_M - реакція в болті від момента; R_y - реакція від відірвальної сили; $R_y = \frac{F_y}{z}$; R_M знайдемо з умови рівноваги, записаної в моментах

$$F_x \cdot h = 2R_{56} \cdot a + 2R_{12} \cdot a \rightarrow R_{56} = R_M,$$

де R_{12} - умовна реакція, тому що фактично існує реакція основи на корпус.

Небезпечними будуть болти 5 і 6.

Сумарна розрахункова сила

$$F_{\text{с розр}} = 1,3 F_z + \chi F.$$

Діаметр болта знаходимо з умови його роботи на розтяг:

$$\sigma_p = \frac{F_{\text{с розр}}}{\frac{\pi d_1^2}{4}} \leq [\sigma_p] \rightarrow d_1,$$

де d_1 - внутрішній діаметр нарізки болта.

Послідовність розрахунку групи болтів, навантажених відірвальною силою і перекидним моментом:

1. Визначаємо силу поперечної затяжки болта за умови нерозкриття стику.

2. Знаходимо зовнішні сили в болтах від зовнішніх навантажень.

3. Обчислюємо повні зусилля, які діють у болтах.

4. Визначаємо допустимі напруження для вибраного матеріалу болта.

5. Обчислюємо d_1 найбільш навантаженого болта та вибираємо стандартну нарізку.

8.1.11. Розрахунок групи болтів, навантажених силою та моментом, які діють у площині стику

Маємо кронштейн, який за допомогою шести болтів прикріплений до основи (рис. 8.28). Діє сила F , яка намагається повернути кронштейн.

Перенесемо силу F статичним нулем у центр болтового з'єднання. Одержимо силу F і момент $F \cdot l$.

Навантаження від сили розподіляється по болтах рівномірно:

$$R_{Fi} = \frac{F}{Z},$$

де Z - число болтів.

Під дією моменту $F \cdot l$ кронштейн повернеться на кут $\Delta\varphi$. При цьому в болтах виникнуть реакції R_{Mi} та деформації Δ_i .

Згідно із законом Гука, що сила пропорційна деформації, запишемо

$$\frac{R_{M1}}{\Delta_1} = \frac{R_{M2}}{\Delta_2} = \dots = \frac{R_{Mi}}{\Delta_i}.$$

З іншого боку, деформація пропорційна радіусу розташування болтів, тобто

$$\frac{\Delta_1}{r_1} = \frac{\Delta_2}{r_2} = \dots = \frac{\Delta_i}{r_i}.$$

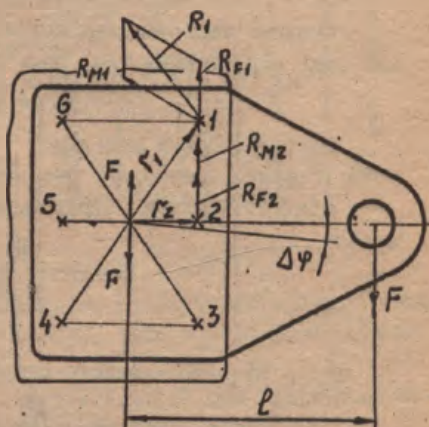


Рис. 8.28

$$\frac{R_{M1}}{r_1} = \frac{R_{M2}}{r_2} \quad \text{і т.д.}$$

З умови рівноваги

$$F \cdot l = R_{M1} r_1 + R_{M2} r_2 + \dots + R_{Mz} r_z.$$

Для випадку, що розглядається,

$$F \cdot l = 4 R_{M1} r_1 + 2 R_{M2} r_2.$$

Сумарні навантаження кожного болта дорівнюють геометричній сумі відповідних сил R_{Fi} і R_{Mi} , тобто

$$\bar{R}_i = \bar{R}_{Mi} + R_{Fi}.$$

Розглянемо два випадки:

1. Болти поставлені без зазора.

Міцність болтів розраховуємо за напруженнями зсуву та зми-
нання:

$$\tau = \frac{R_i}{\frac{\pi d_c^2}{4}} \leq [\tau],$$

де d_c - діаметр гладкого стержня;

$$\sigma_{зм} = \frac{R_i}{d_c \cdot h} \leq [\sigma_{зм}],$$

де h - товщина кронштейна.

2. Болти поставлені із зазором.

Навантаження передаються силами тертя в стик.

Допущення: сила тертя в стик відноситься до осі болтів.

Деталі не будуть зсупуватись, якщо сила тертя під кожним болтом $F_{\text{тер}} > R_i$.

Необхідна сила тертя забезпечується попередньою затяжкою болтів:

$$F_z = \frac{K_z R_{i \max}}{f}.$$

Діаметр болта визначаємо з умови його роботи на розтяг:

$$\sigma = \frac{1,3 F_3}{\frac{\pi d_1^2}{4}} \leq [\sigma] \rightarrow d_1.$$

8.1.12. Розрахунок болтів фланцевих з'єднань, навантажених крутильним моментом (рис. 8.29)

Розглядаємо два випадки:

А. Болти поставлені без зазора. Колова сила, яка припадає на один болт,

$$F_t = \frac{2T}{z D_b}.$$

Болт розраховуємо на зсув і зминання від сили F .

Б. Болти поставлені із зазором. Навантаження передаються силами тертя в стику. Фланці не зсунуться один відносно іншого, якщо момент тертя більше крутильного моменту: $T_{\text{тер}} > T$.

Приймаємо $T_{\text{тер}} = K T$; $K = 1,2 \dots 1,5$ при статичному навантаженні, $K = 1,5 \dots 3$ при змінному навантаженні.

Якщо фланці жорсткі, то момент тертя визначаємо так, як у кільцевій п'яті:

$$T_{\text{тер}} = K T = \frac{1}{3} F_3 z f \frac{D_2^3 - D_1^3}{D_2^2 - D_1^2} \rightarrow F_3.$$

Якщо фланці податливі, то силу тертя відносимо до осі болта. Сила тертя дорівнює $F_{\text{тер}} = K F_t = F_3 f$, де

$$F_3 = \frac{2 K T}{z D_b f}.$$

Болт розраховуємо на розтяг:

$$\sigma = \frac{1,3 F_3}{\frac{\pi d_1^2}{4}} \leq [\sigma] \rightarrow d_1.$$

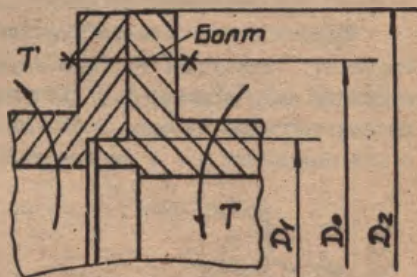


Рис. 8.29

Якщо порівняти варіанти А і Б, то одержимо, що в першому випадку діаметр болта менший, а в другому – з'єднання буде дешевшим.

8.2. Заклепкові з'єднання

Заклепкові з'єднання використовуються для з'єднання листів і фасонних прокатних профілів.

Такі з'єднання утворюють пластичним деформуванням стержня заклепки, вставленої в отвір деталей (рис. 8.30). Стержень її збільшує свій діаметр і щільно заповнює отвір. Основні види заклепок показано на рис. 8.31, де а – заклепка з напівкруглою, б – з потайною, в – з напівпотайною головками.

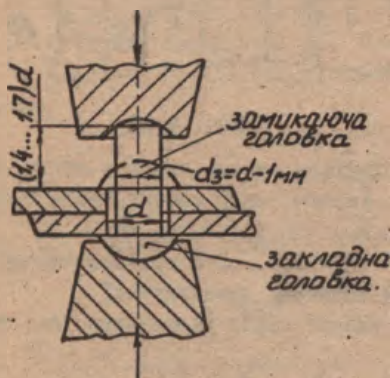


Рис. 8.30

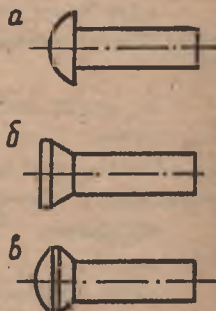


Рис. 8.31:

Заклепки з потайною головкою використовуються в з'єднаннях, які обтікає зовнішній повітряний потік.

Заклепки з напівпотайною головкою застосовуються в з'єднаннях тонких сталевих листів.

Розрізняють такі заклепкові п'ви:

- міцні (силові конструкції);
- щільні (герметичні конструкції);
- міцно-щільні (силові та герметичні конструкції).

Переваги заклепкових з'єднань:

1. Стабільність якості шва.
2. Можливість з'єднання деталей, нагрів яких недопустимий (термооброблених, точних, небезпечних за викривленням).
3. Задовільна робота заклепкового з'єднання при змінних і вібраційних навантаженнях.

Недоліки заклепкових з'єднань:

1. Порівняно із зварними з'єднаннями витрата металу більша на 15...20% внаслідок ослаблення перерізів отворами.
2. Процес клепаання малопродуктивний і досить шумний.
3. Підвищена вартість виробництва.

У конструкції планера широкофюзеляжного літака до 75% всіх з'єднань виконується за допомогою заклепок. ІЛ-86 містить до 1,5 млн. штук заклепок.

8.2.1. Розподіл зусиль між заклепками

Розглянемо два випадки:

1. Заклепки розташовані по лінії, перпендикулярній до лінії сили (рис. 8.32). На кожен заклепку діє сила $F = \frac{F_0}{Z}$.

2. Заклепки розташовані по лінії дії сили (рис. 8.33). Побудуємо епюри сил, які діють на з'єднані деталі (елементи 1 і 2).

Розглянемо ділянку між заклепками 1 і 2 (рис. 8.34).

На цій ділянці деформація елемента 1 - Δ_1 , деформація елемента 2 - Δ_2 . Оскільки F_1 (елемент 1) > F_2 (елемент 2), то $\Delta_1 > \Delta_2$. І тому крок розташування заклепок на ділянці 1 - 2 стає неоднаковим.

Різниця кроків - це величина деформації заклепки. Згідно із законом Гука, чим більша деформація заклепки, тим більша сила, яка спричинила цю деформацію. Таким чином, найбільш навантаженими є крайні заклепки. Се-

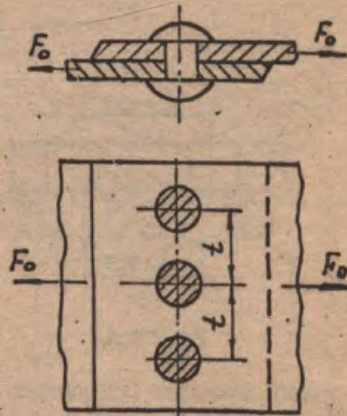


Рис. 8.32

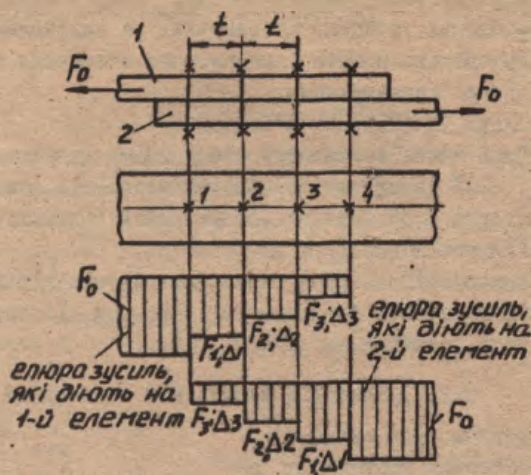


Рис. 8.33

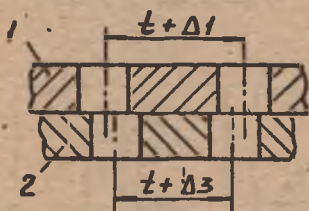


Рис. 8.34

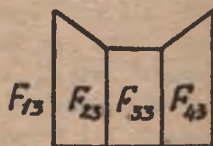


Рис. 8.35

редні заклепки (ділянка 2 - 3) навантажені менше, бо різниця деформацій у них мінімальна. Покажемо діаграму розподілу зусиль по заклепках (рис. 8.35).

Отже, заклепки навантажені нерівномірно. Багато заклепок ставити в ряд недоцільно: $Z_{\max} = 6$.

Краще ставити їх в декілька рядів. При статичних навантаженнях у крайніх заклепках можуть виникнути такі напруження τ , які будуть близькі до τ_T . У цих заклепках з'являється пластич-

ні деформації, тобто заклепки потечуть і навантаження по них зрівняються. Тому приблизно приймають $F_l = \frac{F_0}{Z}$.

При змінних навантаженнях таке допущення робити не можна. Напруження в крайніх заклепках можуть досягти границі витривалості; тобто $\tau \geq \tau_r$; але $\tau_r < \tau_T$, і заклепки зруйнуються.

Для вирівнювання навантажень в заклепках використовується елементи змінної жорсткості (рис. 8.36).



Рис. 8.36

8.2.2. Розрахунок одиничних заклепкових з'єднань (рис. 8.37)

Сила F_0 намагається зсунути з'єднані деталі одну відносно другої. Цьому зсуву чинять опір сили тертя в стикі з'єднаних деталей та самі заклепки. При розрахунках припускаємо, що вся сила оприймається заклепками. Заклепки працюють на зріз, зминання та згин від моменту $M = F_0 \cdot h$. Окрім цього, можливий розрив листа по $A-A$ або зріз листа по перерізах $m-m$, $n-n$.

За основний приймаємо розрахунок на зріз. Визначаємо допустиму силу на одну заклепку:

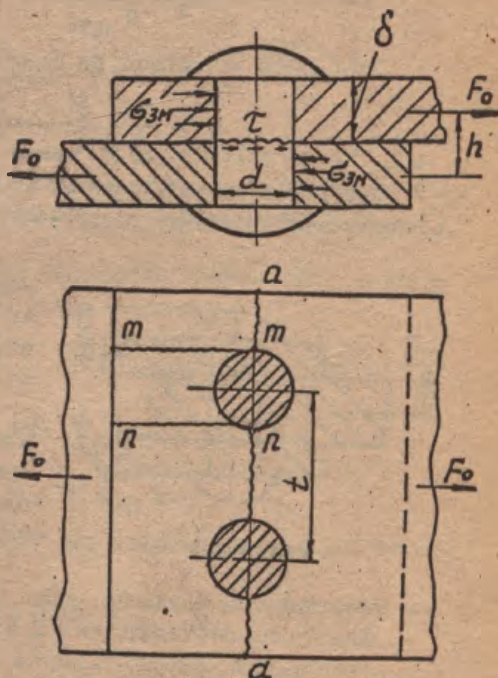


Рис. 8.37

$$F = \frac{\pi d^2}{4} [\tau]. \quad (8.7)$$

Необхідне число заклепок

$$Z = \frac{F_0}{F}.$$

Тіло заклепки перевіряємо на зминання:

$$\sigma_{зм} = \frac{F}{d \delta} \leq [\sigma_{зм}]. \quad (8.8)$$

Елементи, які з'єднуються, перевіряємо в перерізах, ослаблених заклепками.

Розрив листа в перерізі а-а :

$$\sigma_p = \frac{F_0}{A_{\text{нето}}} \leq [\sigma_p]. \quad (8.9)$$

Зріз листа заклепками в перерізах m-m, n-n :

$$\tau = \frac{F}{2 \delta l_{m-m}} \leq [\tau].$$

Розрахунок за напруженнями згину виконують рідко, тому що вони незначні внаслідок малої величини плеча h .

Для усунення моменту згину використовують двозрізні заклепки (рис. 8.38). Для них виконується основний розрахунок заклепок на зминання.

Розв'язавши сумісно рівняння (8.7) і (8.8), а також знаючи, що $[\sigma]_{зм} \approx 2[\tau]$, одержимо $d \approx 2\delta$. Такі заклепки називають рівномірними.

Якщо $d > 2\delta$, то виконуємо розрахунок на зминання, якщо $d < 2\delta$ - то на зріз.

Для двозрізної заклепки $d \approx 1,27 \delta$.

Розв'язавши сумісно рівняння (8.7) і (8.9), дістанемо $t = 3d$.

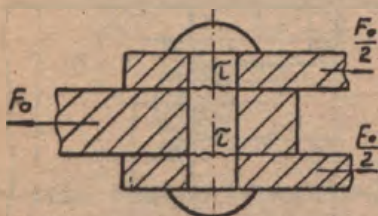


Рис. 8.38

8.2.3. Розрахунок групових заклепкових з'єднань

Ця задача аналогічна розрахунку чистих болтів, навантажених у площині стику.

Елемент 1 і 2 з'єднані заклепками (рис. 8.39). У даному випадку їх чотири. Діє сила F_0 на відстані l від центра ваги заклепкового з'єднання. Перенесемо силу F_0 в центр заклепкового з'єднання. Одержимо силу F_0 та момент $M = F_0 \cdot l$.

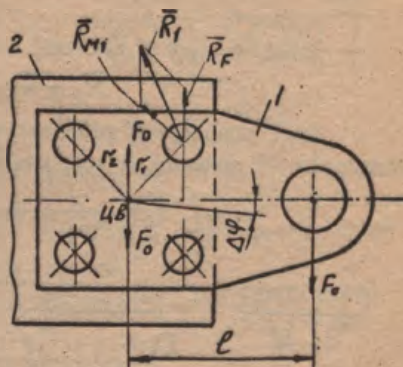


Рис. 8.39

Навантаження від сили F_0 розподіляється по заклепках рівномірно: $R_F = \frac{F_0}{Z}$.

Під дією момента M елемент 1 повернеться на кут $\Delta\varphi$ відносно осі, яка проходить через центр ваги заклепкового з'єднання. При цьому в кожній заклепці виникнуть реакції R_{M1} і деформація Δ_1 .

Із закону Гюка (зусилля пропорційні деформаціям, а деформації пропорційні радіусам) можна записати:

$$\frac{R_{M1}}{\Delta_1} = \frac{R_{M2}}{\Delta_2} = \dots; \quad \frac{\Delta_1}{r_1} = \frac{\Delta_2}{r_2} = \dots; \quad \frac{R_{M1}}{r_1} = \frac{R_{M2}}{r_2},$$

при цьому $R_{M1} \perp r_1$, $R_{M2} \perp r_2$ і т.д.

З умови рівноваги

$$M = \sum R_{M1} r_i.$$

Якщо виразити всі реакції від момента через R_{M1} , то матимемо

$$M = \frac{R_{M1}}{r_1} \sum r_i^2,$$

$$R_{M1} = M \frac{\eta}{\sum \eta_i^2}.$$

Сумарну силу в заклепці знайдемо як геометричну суму:

$$R_L = \bar{R}_{M1} + \bar{R}_F.$$

Далі розрахунок найбільш навантаженої заклепки виконуємо на зріз і зминання як одиничної.

8.2.4. Розрахунок заклепок окладених блоком

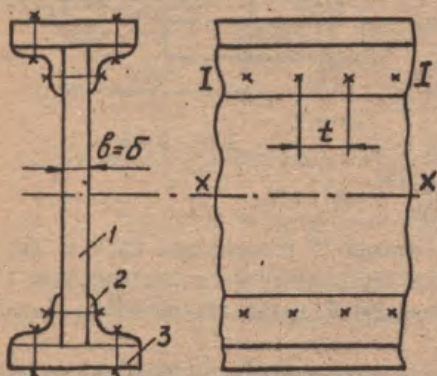


Рис. 8.40

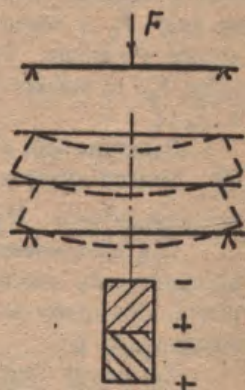


Рис. 8.41

Балка складена з елементів 1, 2, 3 і скріплена за допомогою заклепок (рис. 8.40). При такій конструкції одержують економію матеріалу та витраш у масі.

Балка закріплена на двох опорах (рис. 8.41) і працює на згин. Момент згину та перерізну силу створює сила F .

У складених балках заклепки працюють на опір зсуву (див. рис. 8.41).

Напруження в перерізі I - I між заклепками можна визначити за методом Муравського (рис. 8.42):

$$\tau = \frac{F \cdot S}{b \cdot J_x}.$$

Виберемо площадку довжиною t .

Сила зсуву, яка на ній виникає,

$$T = \tau \cdot b \cdot t,$$

або

$$T = \frac{F \cdot S}{b \cdot J_x} \cdot b \cdot t = \frac{F \cdot S \cdot t}{J_x},$$

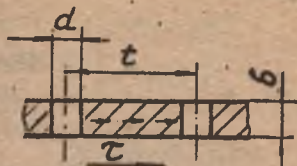


Рис. 8.42

де J_x - момент інерції всього поперечного перерізу відносно нейтральної осі X ; S - статичний момент відносно нейтральної осі X частини поперечного перерізу, розташованого на один бік від прямої, проведеної через дослідну точку паралельно нейтральній осі.

Сила T діє на площині між заклепками (див. рис. 8.42) і навантажує заклепку. З умови зрізу

$$T \leq 2 \cdot \frac{\pi d^2}{4} [\tau],$$

з умови зминання

$$T \leq b \cdot d \cdot [\sigma_{зм}].$$

8.2.5. Матеріали та допустимі напруження заклепкових з'єднань

Матеріалами для заклепок є сталі та кольорові сплави, частіше алюмінієві.

Сталеві заклепки виготовляють із вуглецевих сталей Ст0, Ст2, Ст3, 10 кп, 20 кп, а для спеціальних з'єднань - із легованої сталі, наприклад, 09Г2, 12Х18Н9Т. При з'єднанні деталей із легких сплавів рекомендується використовувати заклепки з алюмінієвих сплавів В65, Д18, Д19П та ін. Найпоширенішими є заклепки із сплаву В65.

Іноколи для заклепок застосовують латунь і мідь Д63, М3 та ін.

Для алюмінієвих сплавів

$$[\tau]_{зр} \approx (0,5 \dots 0,6) \sigma_T,$$

$$[\sigma]_{зм} \approx (0,8 \dots 1) \sigma_T.$$

Наприклад, для сплаву ДІ6 приймають:

$$[\tau]_{\text{зр}} = 260 \text{ МПа}; \quad [\sigma]_{\text{зм}} = 520 \text{ МПа}.$$

8.3. Зварні з'єднання

Це основний вид нероз'ємних з'єднань в машинобудуванні.

Переваги зварних з'єднань:

1. Економія металу до 20% порівняно з клепанними та виливними конструкціями.

2. Висока продуктивність процесу.

3. Низька вартість обладнання.

4. Безшумність процесу.

Недоліки зварних з'єднань:

1. Нестабільність якості зварного шва.

2. Знижена міцність при вібраціях.

Розрізняють термічний, термомеханічний та механічний класи зварювання (ГОСТ 19521-74).

До термічного класу відносять дугове, електрошлакове, електроно-променеве та ін., до термомеханічного - контактне, дифузійне та ін., до механічного - холодне, зварювання тертям, ультразвуком, магнітно-імпульсне та інше зварювання.

На цей час освоєно зварювання всіх конструкційних і легованих сталей, кольорових сплавів і пластмас.

Зварювання використовують як спосіб не тільки з'єднування деталей, але й виготовлення самих деталей. Наприклад, вал можна не тільки відкувати, але й зварити з окремих елементів (рис. 8.43).

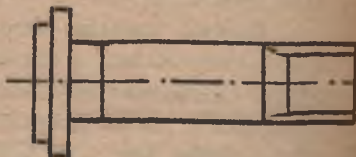


Рис. 8.43

8.3.1. Види зварних з'єднань

З'єднання встик. Є найдосконалішим порівняно з іншими зварними з'єднаннями. Їх одержують дуговим або контактним зварюванням. Залежно від товщини деталей, які треба з'єднати, з'єд-

нання дуговим зварюванням виконують або з підготовкою, або без підготовки кромки (рис. 8.44).

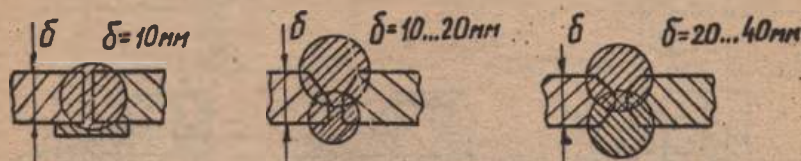


Рис. 8.44

З'єднання внапуск. Виконується за допомогою кутових (валикових) швів. Залежно від розміщення шва відносно лінії дії сили F розрізняють кутові шви лобові (рис. 8.45), флангові (рис. 8.46), комбіновані (рис. 8.47), кільцеві (рис. 8.48).

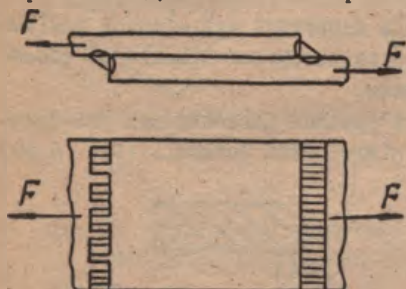


Рис. 8.45

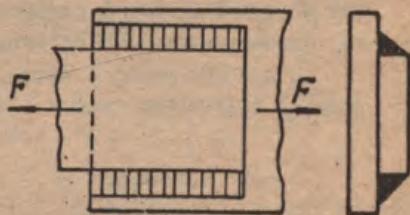


Рис. 8.46

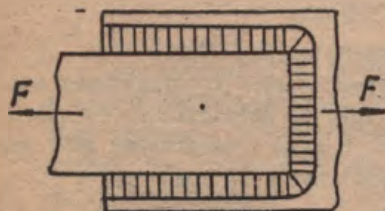


Рис. 8.47

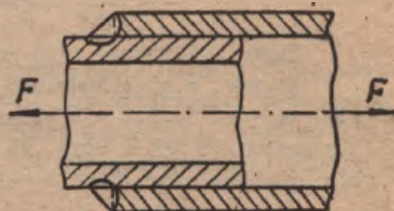


Рис. 8.48

За формою перерізу кутові шви поділяють на нормальні рівнобедрені, спеціальні нерівнобедрені, вигнуті (полішені) (рис. 8.49).

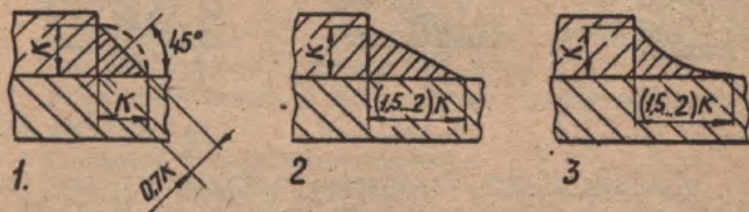


Рис. 8.49

Видукла форма шва (1) сприяє підвищенню концентрації напружень. Мінімальна концентрація напружень має місце в полішених швах 2 і 3. Шов 3 одержують за допомогою механічної обробки, фрезеруванням або шліфуванням.

З'єднання втавр і кутові з'єднання здійснюються без попередньої підготовки кромки і з підготовкою останніх (рис. 8.50).



Рис. 8.50

Зварні з'єднання труб зображено на рис. 8.51.

На рис. 8.51,а показано з'єднання труб із вуглецевих сталей, на рис. 8.51,б - з'єднання труб із високоміцних сталей з рівномірністю шва і труб, на рис. 8.51,в - зварювання двох труб під кутом, на рис. 8.51,г - зварний вузол із трьох труб.

8.3.2. Розрахунок зварних з'єднань на міцність

Розрахунок зварних з'єднань низьковуглецевих сталей (наприклад сталь Ст.3) проводимо за умовою

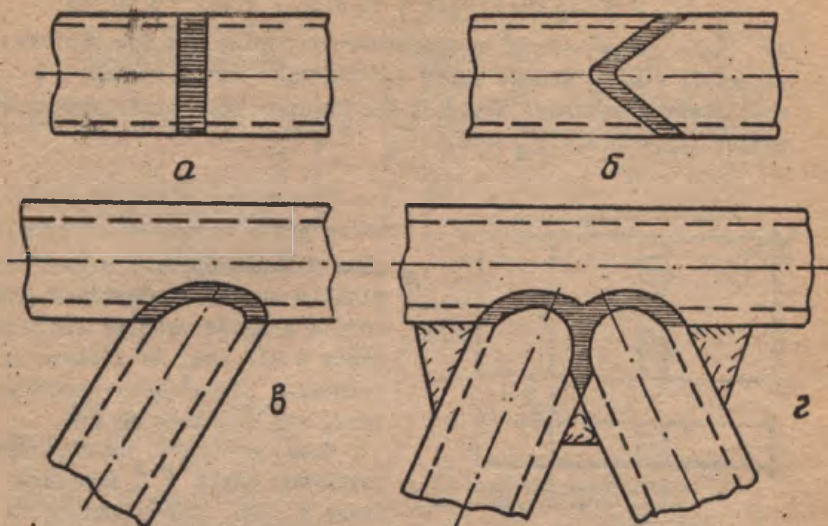


Рис. 8.51

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

де σ_p - напруження розтягу; τ - напруження зрізу.

Допустимі напруження $[\sigma_p']$ і $[\tau']$ беремо відносно границі текучості:

$$[\sigma_p'] = (0,8 \dots 1) [\sigma_p]; \quad [\tau'] = 0,65 [\sigma_p];$$

$$[\sigma_p] = \frac{\sigma_T}{(1,4 \dots 1,8)} .$$

Для легованих і високоміцних сталей розрахунок зварних з'єднань здійснюємо за руйнівними навантаженнями. Відносно границі текучості розрахунок проводити небезпечно, тому що для цих сталей σ_T близька до σ_B і з'єднання при таких запасах може зруйнуватися.

Руйнівні навантаження при розтягу, зрізі та згині порівнюватимуть:

$$F_p = \varphi \sigma_B A_p; \quad F_p = \varphi \tau_B A_{зр}; \quad M_{зр} = \varphi \sigma_B W_0,$$

де A_p , $A_{зр}$ - площі небезпечного перерізу шва при розтягу та зрізі; W_0 - момент опору небезпечного перерізу шва; φ - коефіцієнт ослаблення перерізу зварюванням, який часто приймають таким: $\varphi = 0,8$; $\tau_B \approx 0,6 \sigma_B$.

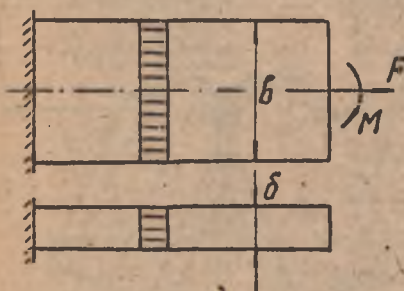


Рис. 8.52

Розрахунок міцності з'єднання встик виконуємо за розмірами перерізу деталі в зоні термічного впливу. Руйнування стикового з'єднання частіше відбувається в цій зоні. Це ділянка із зміненими механічними властивостями, яка прилягає до шва.

Маємо стержень, навантажений розтяжною силою F і моментом згину M (рис. 8.52). Враховуючи принцип незалежності дії сил,

розрахункові рівняння записуємо в такому вигляді:

$$\sigma = \frac{F}{\delta \delta} + \frac{6M}{\delta \delta^2} \leq \varphi \sigma_B.$$

8.3.3. Розрахунок з'єднань внапуск фланговими та добовими швами

Основний вид руйнування флангових швів - зріз. Руйнування відбувається по бісекторній площадці (п-п) прямого кута поперечного зрізу шва (рис. 8.53).

Розміри небезпечного перерізу шва - $0,7K\ell$, де K - катет шва; ℓ - загальна довжина шва.

Напруження зрізу τ по довжині шва розподіляються нерівномірно. Причина полягає в податливості деталей, які з'єднують.

Покажемо вплив навантажень на з'єднанні елементи (рис. 8.54). Виділимо елементарний відрізок $\Delta \ell$. Позначимо деформацію елементарного відрізка деталі 1 - Δ_1 , а деформацію цього ж відрізка деталі 2 - Δ_2 . Очевидно, що деталь 1 деформується великим, а деталь 2 - малим зусиллями. Тому $\Delta_1 > \Delta_2$, а $\Delta \ell + \Delta_1 > \Delta \ell + \Delta_2$.

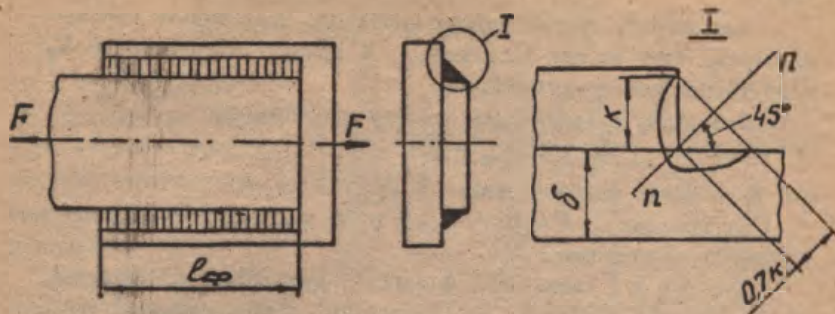


Рис. 8.53

При цьому елементарні відрізки Δl деталей 1 і 2 мають різну довжину. Різниця цих довжин - деформація зварних швів. Чим більше деформація, тим більше зусилля, яке спричинило її. Напруження пропорційні зусиллям. На крайніх ділянках шва напруження будуть більші, на середніх - менші.

При статичному навантаженні приймаємо рівномірний розподіл напружень. Оскільки при зростанні напружень τ на крайніх ділянках шва ці напруження можуть досягти τ_T , то метал потече і відбудеться перерозподіл напружень по довжині шва.

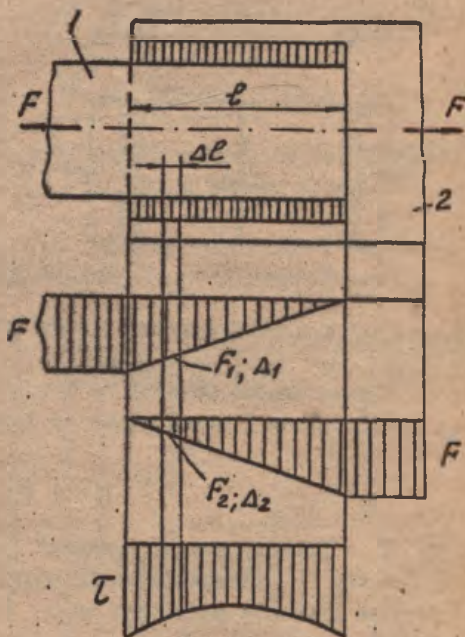


Рис. 8.54

При змінних навантаженнях необхідно враховувати нерівномірність, тому що при досягненні τ границі витривалості τ_r відбудеться втомне руйнування.

При цьому рекомендують довжину зварного шва

$$\ell_{\max} = (50 \dots 60) K,$$

де K - катет зварного шва; $K_{\min} = 3$ мм.

Як правило, $K = \delta$. $\ell_{\min} \approx 30$ мм, тому що можливий не-
провар на кінцях шва.

Лобові шви, як і флангові, руйнуються в основному по бісекторній площадці. По її поверхні діють нормальні та дотичні напруження, від сили, що розтягує, - $F_n = F \sin 45^\circ$, і сили, яка зсовує, - $F_t = F \cos 45^\circ$ (рис. 8.55).

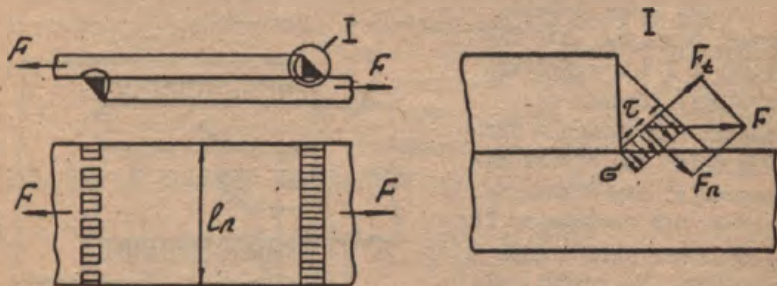


Рис. 8.55

В інженерній практиці лобові шви розраховують тільки за τ .

Таким чином, розрахунок кутових швів (флангових і лобових) є уніфікованим і виконується за формулою

$$\tau = \frac{F}{0,7 k \ell} \leq \varphi \tau_b,$$

де τ - розрахункове напруження зрізу в перерізі шва; $\tau_b = 0,6 \sigma_b$ - границя міцності матеріалу на зріз; ℓ - сумарна довжина шва, для флангових швів $\ell = 2\ell_{\phi\lambda}$; для лобових - $\ell = 2\ell_{\lambda}$.

8.3.4. Розрахунок флангових швів при дії моменту в площині стику

При дії моменту M приварений елемент намагається обернутись навколо центра ваги площі небезпечних перерізів шва (рис. 8.56).

Виникають напруження зсуву τ . Вони перпендикулярні до радіуса-вектора та пропорційні йому.

Максимальні напруження діють на кінцях шва:

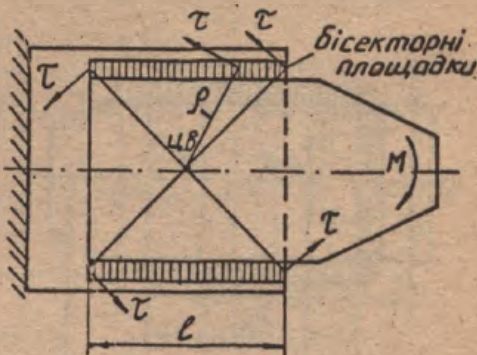


Рис. 8.56

$$\tau = \frac{M}{W_p}; \quad W_p = \frac{J_p}{\rho},$$

де W_p - полярний момент опору, який визначається для перерізу швів у площині руйнування; J_p - полярний момент інерції небезпечних перерізів.

Для порівняно коротких швів $l \approx b$ (рис. 8.57) використовуємо приблизний розрахунок. Припускаємо, що напруження τ спрямовані вздовж швів.

При цьому τ створюють пару сил з плечем b , яка врівноважує момент M .

З умови рівноваги

$$M = F \cdot b = 0,7 k l b \tau,$$

$$\tau = \frac{M}{0,7 k l b} \leq \varphi \tau_b.$$

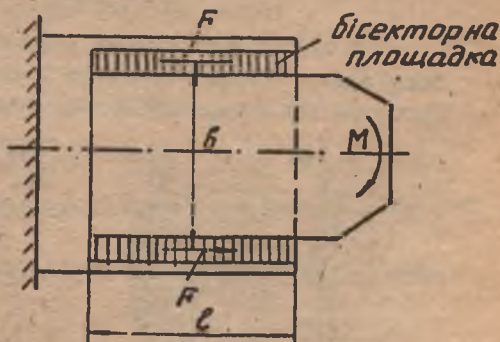


Рис. 8.57

8.3.5. Розрахунок комбінованих швів

Елемент 1 з'єднано з елементом 2 комбінованим зварним

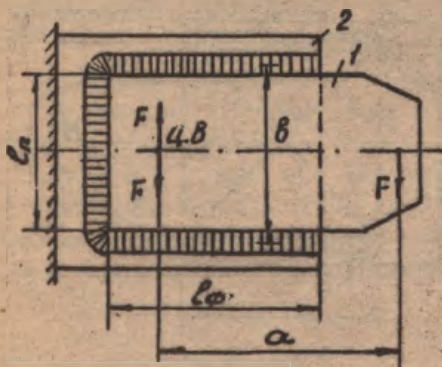


Рис. 8.58

швом (рис. 8.58). Позначимо центр ваги небезпечних перерізів шва. Перенесемо силу F у центр ваги небезпечних перерізів шва статичним нулем. Одержимо момент $M = Fa$ та поперечну силу F .

З умови незалежності дії сил

$$\tau = \tau_M + \tau_F \leq \varphi \tau_B.$$

У приблизних розрахунках припускаємо, що опір комбінованого шва дорівнює

сумі опорів складових швів:

$$M = M_\phi + M_A = \frac{0,7 k l_A^2}{6} \cdot \tau + 0,7 k l_\phi \cdot b \cdot \tau,$$

звідки

$$\tau_M = \frac{M}{\frac{0,7 k l_A^2}{6} + 0,7 k l_\phi \cdot b}.$$

При дії на комбінований шов поперечної сили F , яка спричиняє зсув, τ розподіляються в ньому аналогічно дотичним напруженням від поперечних навантажень в балках (рис. 8.59).

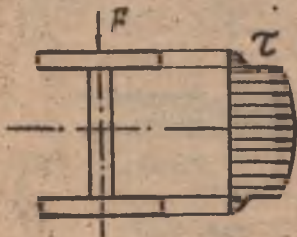


Рис. 8.59

Тому напруженнями в горизонтальних (флангових) швах нехтуємо. А дотичні напруження від сили F дорівнюють

$$\tau_F = \frac{F}{0,7 k l_A}.$$

8.3.6. Розрахунок з'єднань асиметричних деталей

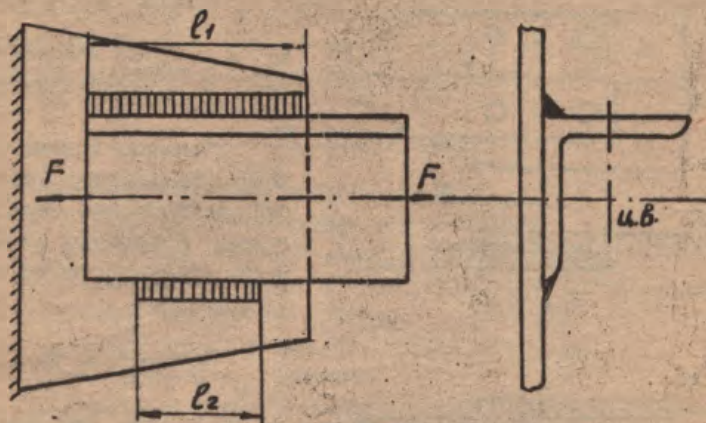


Рис. 8.60

Нехай до листа приварено кутник (рис. 8.60). Рівнодіюча сила F проходить через центр ваги кутника і розподіляється по швах обернено пропорційно відстаням a_1 і a_2 .

Шви виконують з різною довжиною так, щоб

$$\frac{l_1}{l_2} = \frac{a_2}{a_1}.$$

При цьому напруження в обох швах дорівнюють

$$\tau = \frac{F}{0,7 K (l_1 + l_2)} \leq \varphi \tau_B.$$

8.3.7. Розрахунок з'єднань точковим та шовним зварюванням

Такі з'єднання використовують для тонких листів з $\delta < 3$ мм. Це контактне зварювання.

З'єднання точковим зварюванням працюють переважно на зрізі (рис. 8.61):

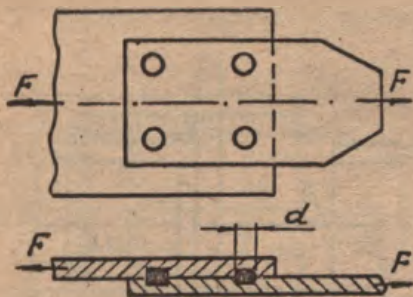


Рис. 8.61

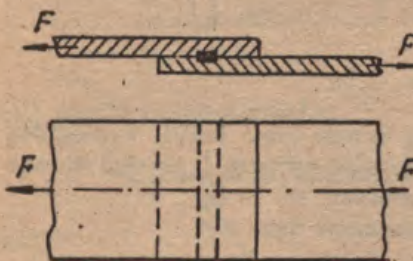


Рис. 8.62

$$\tau = \frac{F}{\frac{\pi d^2}{4} \cdot i} \leq 0,3 \sigma_B,$$

де Z - число зварних точок; i - число площин зрізу.

З'єднання шовним (роликковим) зварюванням (рис.8.62) руйнуються в зоні термічного впливу. Розрахунок на міцність з'єднання виконуємо за формулою

$$\sigma = \frac{F}{A} \leq \sigma_B,$$

де F - сила, яка навантажує шов; A - площа перерізу більш тонкого листа; σ_B - границя міцності шва роликкового зварювання.

8.3.8 Розрахунок зварних з'єднань при змінних навантаженнях і підвищення їх витривалості

При дії на зварний шов змінних навантажень величину руйнівних напружень знижуємо множенням їх на коефіцієнт $\gamma = 0,6 \dots 1$, який залежить від коефіцієнта асиметрії циклу навантаження r і вибирається з таблиць.

Підвищення витривалості зварних з'єднань досягається зниженням K_s шляхом виконання плавних переходів шва на основний метал, повного провару перерізу, обварки елементів по контуру, а також утворенням різного виду скосів і викружок. Сукупність цих заходів підвищує довговічність з'єднань у 3...13 разів.

Плавність переходу до основного металу одержують за рахунок механічної обробки швів. Для низьковуглецевих сталей дося-

гарть $K_0 \approx 1$, для більш міцних сталей цей ефект менш помітний.

Використовуються також способи місцевої обробки. Вони ґрунтуються на створенні в місцях розташування концентраторів стискучих залишкових напружень шляхом наклепу або нагріву. Ці напруження зменшують робочі напруження розтягу.

8.4. Клейові з'єднання

Переваги клейових з'єднань:

1. Здатність забезпечувати герметичність.
2. Можливість економії маси.
3. Більш висока втомна міцність порівняно із закліпковими.
4. Висока корозійна стійкість.
5. Можливість склеювати різномірні матеріали.

Недоліки клейових з'єднань:

1. Порівняно низька теплостійкість.
2. Мала міцність при безперервному віддірі.
3. Складність контролю.
4. Схильність до старіння.

З'єднання внапуск

(рис. 8.63). Міцність цих клейових з'єднань залежить від товщини шару клею. Рекомендована товщина - 0,05... 0,15 мм.

Клейові з'єднання внапуск добре працюють на зсув. Міцність клейового з'єднання, яке працює на зсув, перевіряємо за формулою

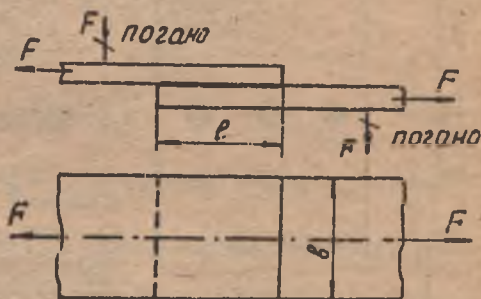


Рис. 8.63

$$\tau = \frac{F}{b \cdot l} \leq \tau_B,$$

де τ_B - границя міцності клейового шару при зсуві, що залежить від температури і яку вибирають з довідників.

З'єднання "на-авес" (рис. 8.64). Його використовують для

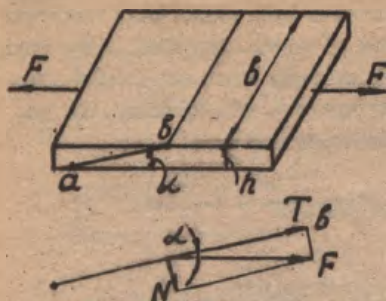


Рис. 8.64

підвищення міцності з'єднання.
Площа склейки

$$S_{\text{ск}} = \frac{h \cdot b}{\sin \alpha}.$$

Нормальні напруження клейової плівки:

$$\sigma_{\text{кл}} = \frac{N}{S_{\text{ск}}} = \frac{F \cdot \sin^2 \alpha}{h b} \leq [\sigma]_{\text{кл}}.$$

Дотичні напруження клейової плівки:

$$\tau_{\text{кл}} = \frac{T}{S_{\text{кл}}} = \frac{F \sin \alpha \cdot \cos \alpha}{b h} \leq [\tau]_{\text{кл}}.$$

Клеєзварні з'єднання (рис. 8.65). Це точково-зварні з'єднання, в яких у зазорах між точками знаходиться клей.

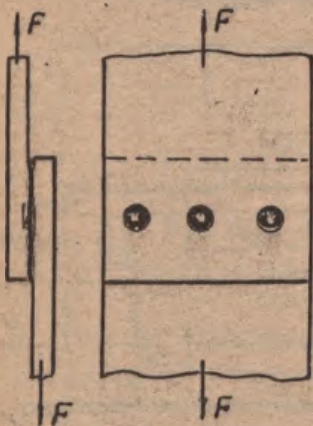


Рис. 8.65

Переваги клеєзварних з'єднань:

1. Герметичність.
2. Корозійна стійкість.
3. Підвищена втомна міцність.

8.5. Шпонкові та шліцьові з'єднання

Шпонкові та шліцьові (зубчасті) з'єднання служать для передачі крутного моменту з однієї деталі на другу і запобігають відносному обертоту або зсуву цих деталей. У шпонкових з'єднаннях найчастіше використовуються призматичні (рис. 8.66)

та сегментні шпонки (рис. 8.67). Вони утворюють ненапружені шпонкові з'єднання.

Переваги шпонкових з'єднань: простота конструкції, низька вартість, висока точність центрування деталей.

Недоліки шпонкових з'єднань: ослаблення вала шпонковим пазом і зниження його втомної міцності через концентрацію напру-

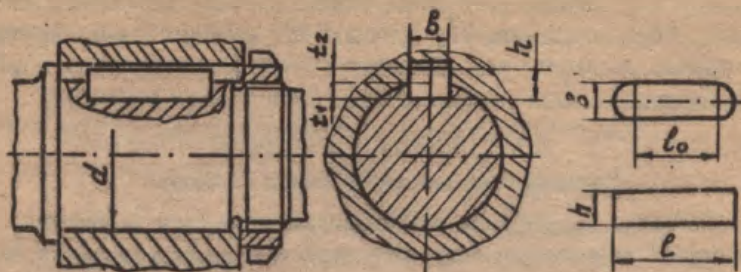


Рис. 8.66

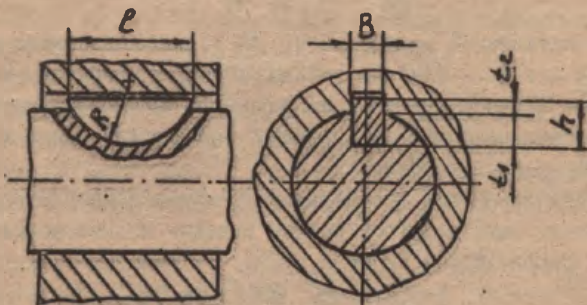


Рис. 8.67

жень.

На порожнистих валах використовувати шпонки не рекомендується.

Призматичні та сегментні шпонки стандартизовані відповідно ГОСТ 23360-78 і ГОСТ 24071-80.

Згідно зі стандартом ширину призматичної шпонки b і висоту h вибирають залежно від діаметра вала d . Стандарт також регламентує глибину паза на валу (t_1) і у втулці (t_2). Довжину шпонки l вибирають за шириною деталі, розміщеної на валу, перевіряють розрахунком на міцність і також узгоджують зі стандартом. Робоча довжина призматичної шпонки $l_0 = l - b$.

Розміри сегментних шпонок і пазів для них також вибирають за стандартом залежно від діаметра вала d .

Глибока посадка сегментної шпонки на валу забезпечує їй більш стійке положення, ніж призматичній шпонці. Однак глибокий паз значно послаблює вал. З'єднання сегментними шпонками є технологічним.

8.5.1. Розрахунок з'єднань призматичними та сегментними шпонками

Основним розрахунком для призматичних шпонок є умовний розрахунок на зминання бокових поверхонь контакту шпонки з валом і маточиною (рис. 8.68):

$$\sigma_{зм} = \frac{F}{A_{зм}} = \frac{10^3 \cdot 2T}{d \cdot \ell_0 \cdot K} \leq [\sigma]_{зм} \quad (8.10)$$

де T – крутильний момент, Н·м; ℓ_0 – робоча довжина шпонки, мм; $K \approx 0,4 h$ – глибина врізки шпонки в маточину, мм.

Умова міцності на зріз по перерізу А-А стандартних шпонок при стандартизації забезпечена. При проектуванні відповідна перевірка не потрібна.

Іноколи виконують проектний розрахунок з'єднання призматичною шпонкою. Тоді потрібну робочу довжину шпонки визначаємо, виходячи з умови (8.10):

$$\ell_0 \geq 10^3 \cdot 2T / (dK [\sigma]_{зм}).$$

Сегментні шпонки (рис. 8.69) розраховуємо так само, як і призматичні, приймаючи, що $K = h - t$.

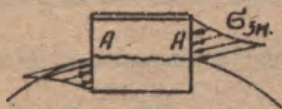


Рис. 8.68



Рис. 8.69

Шпонки виготовляють, як правило, із середньовуглецевих сталей. Допускається також використання інших сталей з $\sigma_B \geq 600$ МПа. Доцільно, щоб матеріал шпонок був менш міцним, ніж матеріал вала та маточини.

Допустимі напруження $[\sigma]_{зм}$ в нерухомих шпонкових з'єднаннях при нереверсивному складівному навантаженні можна вибирати з

коефіцієнтом безпеки відносно границі текучості більш слабкого матеріалу, що дорівнює 1,5...2, при реверсивній - в 1,5 раза більше.

При малих крутильних моментах замість шпонок використовуються штифти, які розташовують в радіальних отворах.

8.5.2. Шліцьові (зубчасті) з'єднання

Шліцьові з'єднання -- це багатошпонкові з'єднання, в яких шпонки виконано заодно з деталями, що з'єднуються. Це, наприклад, шліцьовий вал і шліцева втулка.

Шліцьові з'єднання порівняно зі шпонковими мають такі переваги:

1. Більша несуча здатність при однакових габаритних розмірах завдяки значно більшій робочій поверхні.
2. Більша втомна міцність.
3. Краще центрування деталей на шліцьових валах.
4. Нездатність зубців з'єднання вивертатися, як шпонки.

З'єднання забезпечують жорстке фіксування деталей в коловому напрямку і допускають їх відносне осьове переміщення (рухомі з'єднання).

За формою поперечного перерізу розрізняють три типи з'єднань: прямобічні (ГОСТ 1139-80); евольвентні (ГОСТ 6033-80); трикутні (виконуються за галузевими стандартами). Профілі з'єднань показано на рис. 8.70.

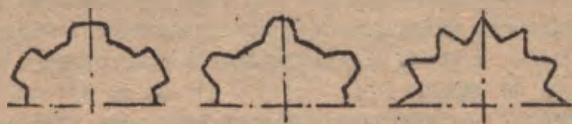


Рис. 8.70

Прямобічні та евольвентні з'єднання використовуються для рухомих і нерухомих з'єднань, з'єднання з трикутним профілем, як правило, -- для нерухомих.

У конструкціях, складених в осьовому напрямку, призначених для передачі крутильного моменту, виконують з'єднання з торцевими зубцями.

За розташуванням твірної бічної поверхні зубця відносно

осі з'єднання розрізняють такі зубці:

- прямі, твірні бічних поверхонь яких паралельні осі з'єднання;

- гвинтові, твірні бічних поверхонь яких являють собою гвинтові лінії, співвісні з віссю з'єднання;

- конічні, з твірними бічних поверхонь у вигляді лінійчастих конусів з невеликим (до $7^{\circ}30'$) кутом при вершині.

Прямобічні зубчасті з'єднання бувають трьох серій: легкої, середньої та важкої. Для одного і того ж діаметра d з переходом від легкої до середньої та важкої серій зростають діаметр D і збільшується число зубців, тобто підвищується навантажувальна здатність (рис. 8.71).

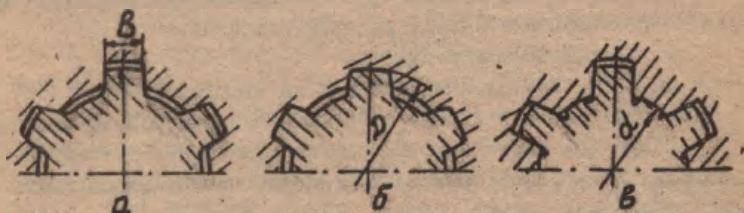


Рис. 8.71

Способи центрування прямобічних зубчастих з'єднань показано на рис. 8.71, де a - центрування по бічних гранях, D - по зовнішньому діаметру, d - по внутрішньому діаметру. Вибір способів залежить від вимог до точності, твердості вала та маточини, а також від необхідності рівномірного розподілу навантажень по зубцях.

Посадки елементів прямобічних зубчастих з'єднань регламентовано ГОСТ 1139-80 і наведено в табл. 8.1.

Приклад позначення прямобічного з'єднання з числом зубців $Z = 8$, $d = 42$ мм, $D = 48$ мм, $b = 8$ мм та центруванням по D : $D-8 \times 42 \times 48 \frac{H8}{h9} \times 8 \frac{F10}{h9}$ ГОСТ 1139-80 (на нецентрувочному діаметрі 42 допуски дозволяється не показувати). Це ж саме з'єднання можна позначити із вказівкою допусків на нецентрувальний діаметр:

$$D - 8 \times 42 \frac{H_{12}}{d_{11}} \times 48 \frac{H_8}{h_7} \times 8 \frac{F_{10}}{h_9} \text{ ГОСТ II39-80.}$$

Таблиця 8.1

Центрування по поверхні	З'єднання	Передача	Посадки поверхонь	
			центруючих	бічних
D	нерухоме	нереверсивна	H7/js 6	D9/e 8
		реверсивна	H7/h 6	F8/js 7
	рухоме	нереверсивна	H7/f 7	D9/e 8
		реверсивна	H7/h 6	F8/js 7
d	рухоме	нереверсивна	H7/f 7	D9/e 8
		реверсивна	H7/h 6	H8/js 7

Для втулки

$$D - 8 \times 42 H_{12} \times 48 H_8 \times 8 F_{10} \text{ ГОСТ II39-80}$$

або

$$D - 8 \times 42 \quad 48 H_8 \times 8 F_{10} \text{ ГОСТ II39-80.}$$

Для вала

$$D - 8 \times 42 d_{11} \times 48 h_7 \times 8 h_9 \text{ ГОСТ II39-80}$$

або

$$D - 8 \times 42 \times 48 h_7 \times 8 h_9 \text{ ГОСТ II39-80.}$$

Евольвентні шліцеві з'єднання знаходять широке використання у зв'язку з більш високими технологічністю та навантажувальною здатністю. Відміна евольвентного шліца від зубців зубчастих коліс полягає в збільшеному (до 30°) куті вихідного контура та зменшеній до одного модуля висоті зуба.

Центрування евольвентних шліцевих з'єднань виконують по бокових поверхнях (рис. 8.72, а) і по зовнішньому діаметру D (рис. 8.72, б).

В авіаційних шліцевих з'єднаннях з евольвентним профілем стандарт передбачає дві форми заходів зубців (рис. 8.73): плоску (А) та закруглену по радіусу r (Б).

Умовні позначення евольвентних з'єднань, валів та отворів повинні містити: номінальний розмір з'єднання D; модуль m; позначення посадки центрування з'єднання, наступне за розміром

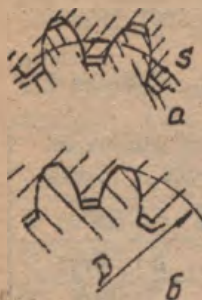


Рис. 8.72



Рис. 8.73

центрующего элемента; позначення стандарту.

Наприклад, умовне позначення з'єднання номінальним розміром $D = 50$ мм, $m = 2$ мм з центруванням по бічних сторонах зубців при посадці $9H/9g$: $50 \times 2 \times 9H/9g$ ГОСТ 6033-80.

Умовне позначення втулки цього з'єднання $50 \times 2 \times 9H$ ГОСТ 6033-80,

а вала

$50 \times 2 \times 9g$ ГОСТ 6033-80.

Позначення цього ж з'єднання D_f з посадкою $H7/g6$:

$50 \times H7/g6 \times 2$ ГОСТ 6033-80.

При центруванні по внутрішньому діаметру d_f позначення починається з букви i .

8.5.3. Розрахунок зубчастих (шліщових) з'єднань

Розміри зубців аналогічно шпонкам вибирають з таблиць залежно від діаметра вала. Бічні поверхні зубців газнують напруження зминання, а в основі зубця виникають напруження зрізу та згину. Для зубців стандартного профілю вирішальне значення мають напруження зминання.

Розрахунок шліщових з'єднань на зминання:

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

де $A_{зм}$ - площа зминання, мм²; F_t - колова сила на один зубець, Н;

$$F_t = \frac{10^3 \cdot 2T}{d_m \cdot Z \cdot \psi},$$

де T - крутільний момент, Н·м; Z - число зубців; ψ - коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу зусиль між зубцями, $\psi \approx 0,75$; $d_m = (D + d)/2$ - середній діаметр зубців з прямобічним профілем; $A_{зм} = h \cdot l$, де $h = (D - d)/2 - 2f$.

Тут h - висота поверхні контакту зубців; f - фаска (рис. 8.74). Для евольвентних зубців

$h \approx m$; $d_m = mz$. При центруванні по зовнішньому діаметру $h \approx 0,9m$ і $d_m = mz$.

З умови обмеження спрацювання зубців повинна виконуватись нерівність

$$\sigma_{зм} \leq [\sigma_{сп}] K_p,$$

де $\sigma_{зм}$ - дійсні напруження зминання на робочих поверхнях зубців, які визначаються при розрахунках на зминання;

$[\sigma_{сп}]$ - середні умовні допустимі напруження спрацювання при розрахунку нерухомих шліцевих з'єднань, МПа; $K_p = (10^8/N)^{0,333}$ - коефіцієнт, що враховує число циклів навантажень зубців з'єднання, тобто сумарне число обертів з'єднання N за час експлуатації.

Примітка до розрахунку шліцевих з'єднань прямобічного та евольвентного профілів.

1. Згідно з ГОСТ 21425-75, коефіцієнт ψ , що відзеркалює нерівномірність розподілу навантажень по зубцях ($\psi \approx 0,75$), у самому виразі $F_1 = 10^3 \cdot 2T/d_m z \psi$ не враховують, тобто приймають $\psi = 1$, а облік нерівномірності розподілу навантажень по зубцях виконують введенням відповідного коефіцієнта у вираз для визначення допустимих напружень.

2. У сучасній літературі є розрахунки на зминання та спрацювання за формулами, які відрізняються від наведених вище, наприклад:

$$\sigma_{зм} = \frac{T}{S_F \cdot \ell} \leq [\sigma_{зм}], \quad \sigma_{сп} = \frac{T}{S_F \cdot \ell} \leq [\sigma_{сп}],$$

де T - крутильний момент; S_F - питоми. сумарний статичний момент площі робочих поверхонь з'єднання відносно осі вала;

ℓ - робоча довжина з'єднання.

У цих формулах $S_F = d_m / (2z\psi h)$ при $\psi = 1$. Нерівномірність розподілу навантажень по зубцях ураховують в цьому випадку в допустимих напруженнях.

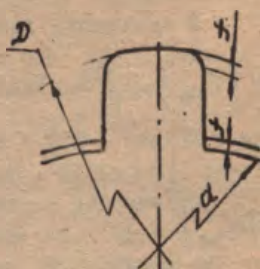


Рис. 8.74

8.5.4. Вибір допустимих напружень при розрахунках шліцьових з'єднань на зминання

У загальному випадку

$$[\sigma_{зм}] = \frac{\sigma_T}{[S]}, \text{ де } [S] - \text{допустимий запас при розрахунках}$$

на зминання; $[S] = 1,4$ - для незагартованих робочих поверхонь; $[S] = 1,25$ - для загартованих робочих поверхонь.

Орієнтовні значення допустимих напружень на зминання:

$[\sigma_{зм}] = 80 \dots 120$ МПа - в нерухомих з'єднаннях при спокійному навантаженні та при незагартованих робочих поверхнях;

$[\sigma_{зм}] = 120 \dots 130$ МПа - те ж саме при загартованих робочих поверхнях; $[\sigma_{зм}] = 15 \dots 30$ МПа - в рухомих з'єднаннях.

При ударних навантаженнях $[\sigma_{зм}]$ зменшують в два-три рази.

Допустимі умовні середні напруження спрацювання (при $\psi = 1$):

$$\begin{aligned} [\sigma_{сп}] &= 50 \text{ МПа при HRC20;} \\ [\sigma_{сп}] &= 60 \text{ МПа при HRC28;} \\ [\sigma_{сп}] &= 80 \dots 105 \text{ МПа при HRC 40...52;} \\ [\sigma_{сп}] &= 120 \text{ МПа при HRC 60.} \end{aligned}$$

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ТА РЕКОМЕНДОВАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

Иванов М.Н. Детали машин: Учебник для машиностроительных специальностей вузов. 4-е изд., перераб. - М.: Высш.шк., 1984, - 336 с.

Иосифевич Г.Б. Детали машин: Учебник для студентов машиностроительных специальностей вузов. - М.: Машиностроение, 1988. - 368 с.

Основы расчета и конструирования деталей и механизмов летательных аппаратов: Учеб. пособие для втузов / Н.А. Алексеева, Л.А.Бонч-Осмоловский, В.В. Волгин и др.: Под ред. В.Н. Кестельмана, Г.И. Рошина. - М.: Машиностроение, 1989. - 456 с.

Павлице В.Т. Основы констрування та розрахунок деталей машин: Підручник. - К.: Вища шк., 1993. - 556 с.

Полетучий А.И. Волновые зубчатые передачи: Учеб. пособие по курсовому и дипломному проектированию. - Харьков: Харьк. авиац. ин-т, 1979. - 106 с.

Полетучий А.И., Волошин Ю.И., Назин В.И. Машиноведение и детали машин. Инженерные расчеты. Задачи: Учеб. пособие. / Под ред. А.И. Полетучего. - Харьков: Харьк. авиац. ин-т, 1992. - 176 с.

Полетучий А.И. Конструирование передач винт-гайка авиационных и робототехнических механизмов: Учеб. пособие. - Харьков: Харьк. авиац. ин-т, 1993. - 103 с.

Полетучий А.И., Рыдченко В.М. Расчет и конструирование цилиндрических зубчатых передач авиаредукторов: Учеб. пособие по курсовому и дипломному проектированию. - Харьков: Харьк. авиац. ин-т, 1992. - 112 с.

Решетов Д.Н. Детали машин: Учебник для студентов машиностроительных и механических специальностей вузов. 4-е изд., перераб. и доп. - М.: Машиностроение, 1989. - 486 с.

Передмова.	3
Вступ.	4
1. Проблемність і структура курсу.	5
2. Матеріали та критерії працездатності деталей машин.	7
2.1. Матеріали деталей машин.	7
2.2. Критерії працездатності деталей машин.	9
3. Надійність деталей машин.	16
4. Механічні передачі.	19
4.1. Передачі гвинт-гайка.	20
4.2. Фрикційні передачі.	26
4.3. Зубчасті передачі (ЗП).	35
4.4. Черв'ячні передачі.	75
4.5. Хвильові передачі.	88
5. Вали та осі.	96
5.1. Розрахунок валів на міцність. Проектний розрахунок валів.	97
5.2. Перевірний розрахунок валів.	98
5.3. Розрахунок осей на міцність.	101
5.4. Розрахунок валів та осей на жорсткість.	102
5.5. Розрахунки валів, осей на коливання.	104
5.6. Заходи, що підвищують втомну міцність валів та осей.	106
6. Підшипники.	107
6.1. Підшипники ковзання. Типи та галузі використання.	108
6.2. Підшипники кочення.	119
7. Муфти.	129
7.1. Глухі муфти.	130
7.2. Компенсуючі муфти.	131
7.3. Пружні муфти.	133
7.4. Керовані, або зчіпні муфти.	133
7.5. Автоматичні, або самокеровані муфти.	139
8. З'єднання деталей машин.	141
8.1. Нарізані з'єднання.	141
8.2. Заклепкові з'єднання.	166

8.3. Зварні з'єднання.	.174
8.4. Клейові з'єднання.	.185
8.5. Шпонкові та шліцьові з'єднання.	.186
Список використаної та рекомендованої літератури.	.194

Олександр Іванович Полетучий

ОСНОВИ РОЗРАХУНКІВ І КОНСТРУВАННЯ
ДЕТАЛЕЙ ТА МЕХАНІЗМІВ ЛІТАЛЬНИХ АПАРАТІВ

Редактор Л.О. Кузьменко

Зв.план, 1997

Підписано до друку 26.12.97

Формат 60x84 1/16. Папір.офс. № 2. Офс.друк.

Умовн.-друк.арк. II. Облік.-вид.арк.12,37. Т. 250 прим.

Замовлення 144 . Ціна вільна

Харківський авіаційний інститут

310070, Харків-70, вул. Чкалова, 17

Ротапринт друкарні ХАІ

310070, Харків-70, вул. Чкалова, 17