

Лекція 3

ОСНОВИ РОЗРАХУНКУ ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ НА МІЦНІСТЬ

10.1 Сили, що діють в зубчастих передачах

10.1.1 Сили в зачепленні циліндричних зубчастих коліс

Сила дії одного зубчастого колеса на інше передається по лінії тиску. Це зусилля розподілено по всій ширині зуба для всіх зубів, які знаходяться в даний момент в контакті.

Сили взаємодії зубів визначають в полюсі зачеплення P , напрямком яких на шестерню і колесо протилежний (рис.4.22).

Розподілене по контактних лініях навантаження замінюється рівнодіючою F_n , яка спрямована по лінії зачеплення (нормалі $n-n$), рис.4.23.

Рівнодіючу F_n можна розкласти на три взаємно перпендикулярні складові: *колову* F_t (діє по дотичній до окружностей) і *радіальну* F_r (діє уздовж радіуса до центра колеса) і *осьову* F_a (діє паралельно осі колеса) сили, які визначаються за формулами:

$$F_t = \frac{2T}{d},$$

$$F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_w / \cos \beta,$$

$$F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta \quad (\text{для прямозубих і шевронних коліс } F_a=0),$$

$$F_n = \sqrt{F_t^2 + F_r^2} = \frac{F_t}{\cos \alpha_w} = \frac{2T}{d \cdot \cos \alpha_w},$$

де T - крутний момент, Нм;

d - дільний діаметр колеса, м;

$\alpha_w=20^\circ$ - кут зачеплення.

β - кут нахилу зубів.

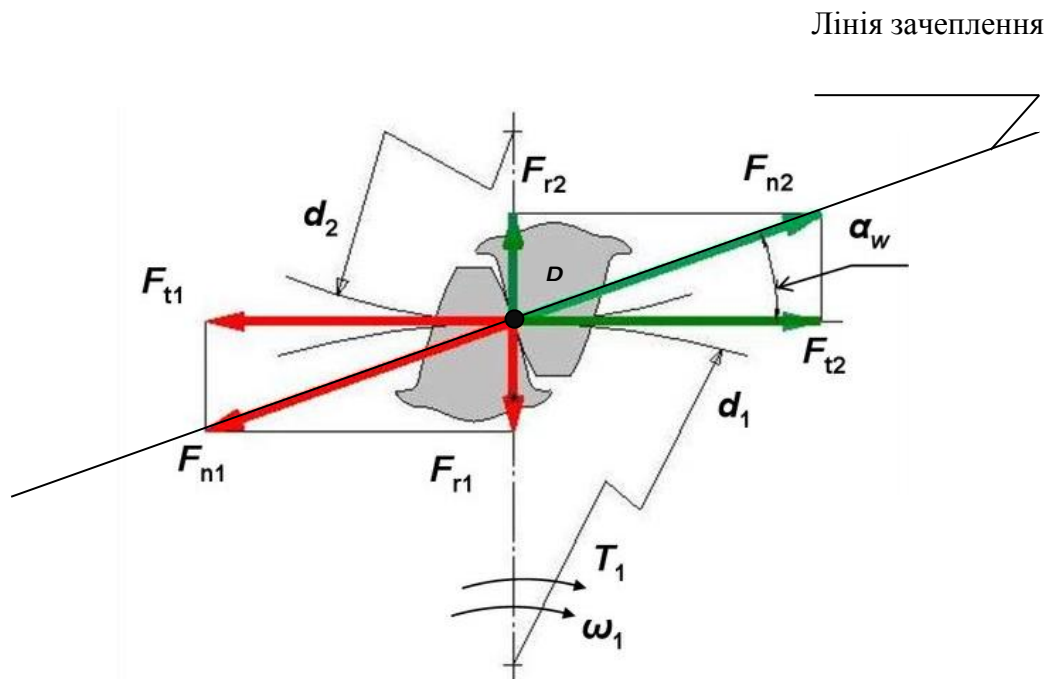


Рисунок 4.22 - Сили, що діють у полюсі прямозубого зубчастого зачеплення
Сили в циліндричній прямозубій передачі

Такий розподіл сил є зручним для розрахунків зубців, валів і опор.

Перекочування зубів відбувається з ковзанням одного профілю по іншому і тому в зачепленні виникає також сила тертя:

$$F_m = fF_n$$

Силами тертя в зачепленні нехтують.

У косозубих передач зуби входять в зачеплення поступово, а не всієї довжиною відразу, як у прямозубих передач. Це значно знижує шум і додаткові динамічні навантаження. У пари сполучених косозубих коліс кути β рівні за величиною, але протилежні за напрямком. Чим більше кут нахилу β , тим вище плавність зачеплення, оскільки зуб входить в зачеплення не відразу всією довжиною, а поступово. З підвищенням кута β зростає осьова сила F_a , що додатково навантажує підшипники, тому $8^\circ \leq \beta \leq 18^\circ$. Косозуба передача застосовується в відповідальних механізмах при середніх і високих швидкостях. Недолік косозубих коліс – виникає осьова сила на опорі. Вона відсутня у шевронних коліс.

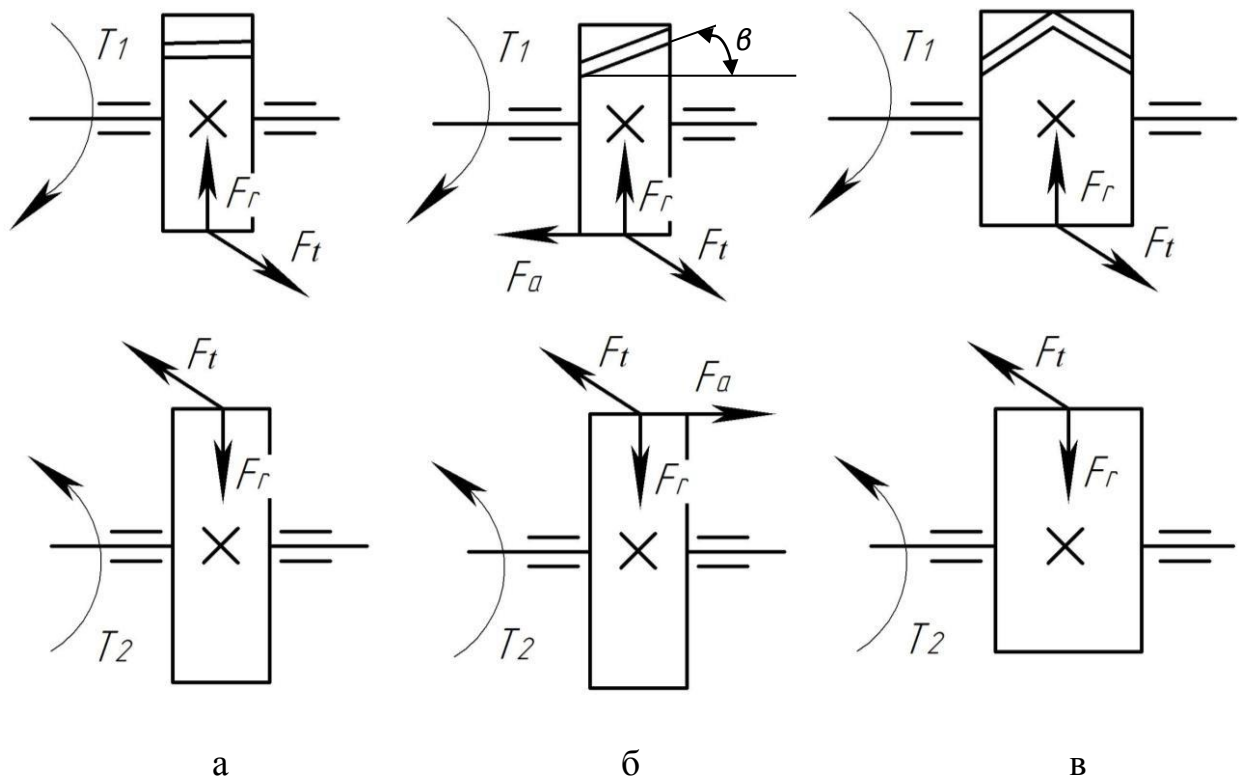


Рисунок 4.23 – Сили, які діють у зачепленні циліндричних коліс:
а – прямозубих; б – косозубих; в - шевронних

10.1.2 Сили в зачепленні конічних коліс

Силу F_n вважають прикладеною перпендикулярно поверхні зуба на середньому ділільному діаметрі. Силу F_n розкладають на складові: колову силу F_t , радіальну силу F_r і осьову F_a (рис.4.24).

При відомому обертальному моменту T_1 визначають колову силу F_t на середньому ділільному діаметрі шестірні d_1 , а потім складають інші - радіальну силу F_r і осьову F_a .

Колова сила:

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2T_2}{d_2}$$

Нормальна сила

$$F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha}$$

Цю силу можна розкласти на F_t і F_1 :

$$F_1 = F_n \sin \alpha = F_t \operatorname{tg} \alpha$$

У свою чергу F_1 розкладається на радіальну силу

$$F_r = F_n \sin \alpha \cdot \cos \delta = F_t \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta$$

і осьову силу

$$F_a = F_n \sin \alpha \cdot \sin \delta = F_t \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta$$

Аналогічні складові діють з боку шестерні на колесо: $F_{r2} = F_{a1}$;
 $F_{r2} = F_{a1}$

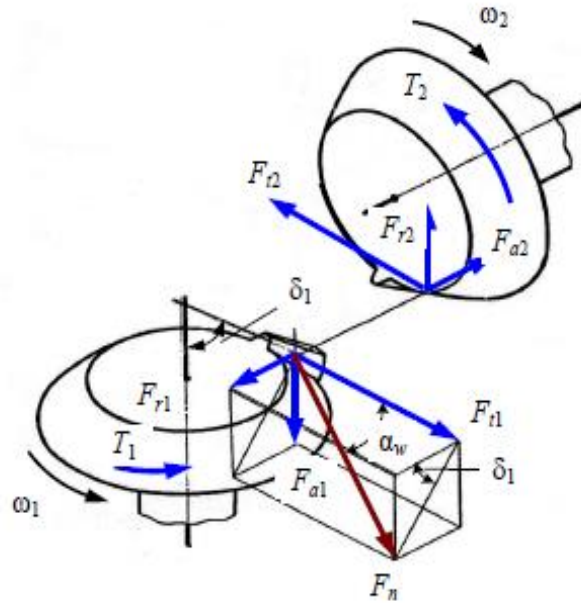


Рисунок 4.24 – Зусилля в конічній прямозубій передачі

10.1.3 Сили, що діють в черв'ячному зачепленні

У навантаженій черв'ячній передачі сила взаємодії між витками черв'яка і зубцями колеса, розподілена за лінією їх контакту, замінюється зосередженою нормальною силою, прикладеною в середньому перерізі колеса в полюсі зачеплення.

Колова сила на черв'яку F_{t1} дорівнює осьовій силі на колесі F_{a2} :

$$F_{t1} = F_{a2} = \frac{2T_1}{d_1}$$

Колова сила на колесі F_{t2} , дорівнює по модулю осьовій силі на черв'яку F_{a1} :

$$F_{t2} = \frac{2T_2}{d_2} = F_{a1}$$

Радіальна сила на черв'яку F_{r1} дорівнює радіальній силі на колесі F_{r2} :

$$F_{r2} = F_{r1} = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha$$

У цих залежностях T_1 і T_2 - обертаючі моменти на валах черв'яка і колеса, α - кут профілю витка черв'яка.

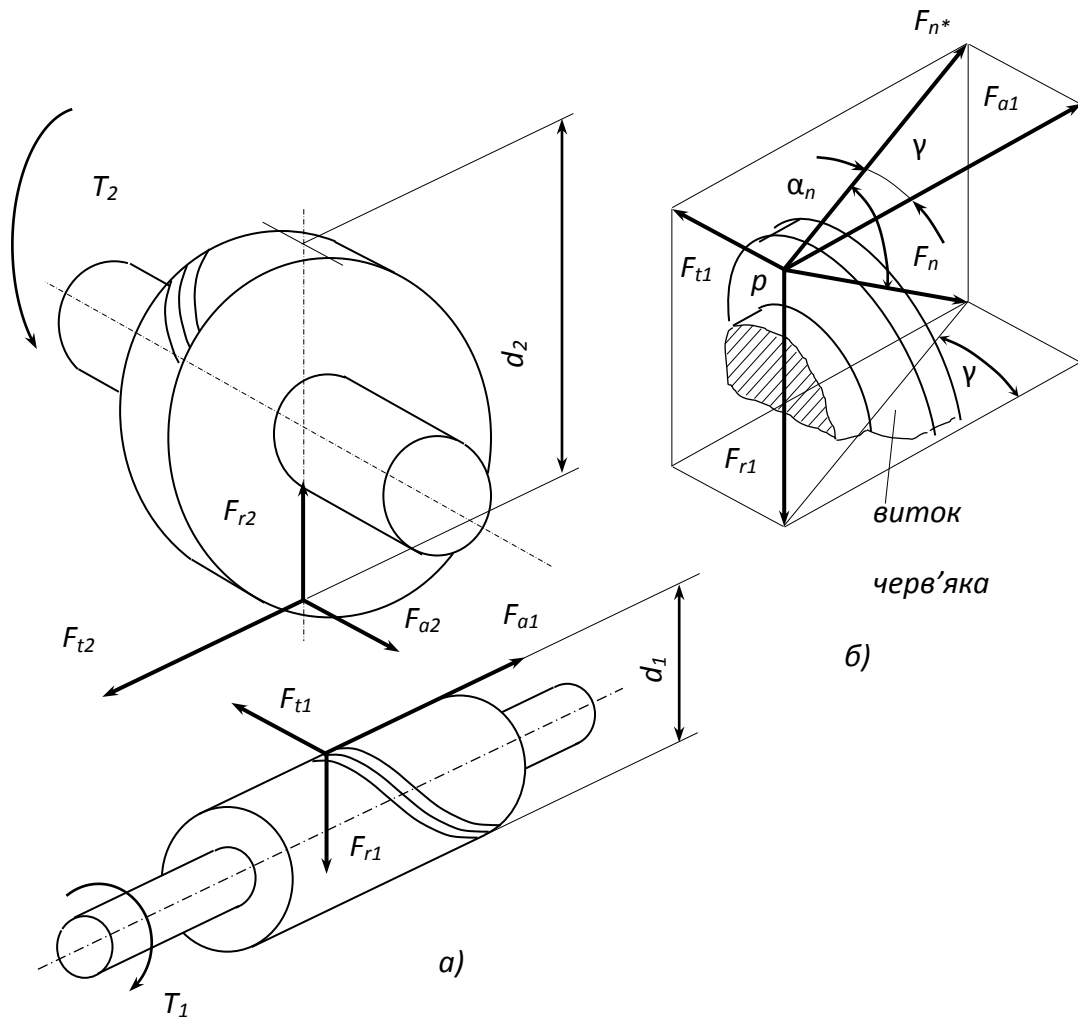


Рисунок 4.25 - Зусилля в черв'ячному зачепленні черв'ячної передачі

10.1.3.1 Ковзання в черв'ячній передачі, ККД передачі

У черв'ячній передачі на відміну від зубчастої колесної швидкості V_1 та V_2 не співпадають. Вони спрямовані під кутом 90° та відрізняються за значенням. У відносному русі початкові циліндри ковзають. При одному оберті черв'яка колесо повернеться на кут, яких охоплює число зубців колеса, що дорівнює числу заходів черв'яка.

При русі витки черв'яка ковзають по зубцях колеса, як у гвинтовій парі. Швидкість ковзання V_s спрямована по дотичній до гвинтової лінії черв'яка: V_s

Велике ковзання є причиною зниження ККД, підвищеного зносу та заїдання.



Для черв'ячних передач характерні великі швидкості ковзання і несприятливий напрям її щодо лінії контакту (рис.4.26).

Швидкість ковзання спрямована по дотичній до лінії витка черв'яка:

$$v_{ков} = \frac{v_1}{\cos \gamma}$$

де $v = \frac{\pi d_1 n_1}{60000}$ - колова швидкість, м/с, на початковому діаметрі черв'яка.

Умовою відсутності заїдання і інтенсивного зносу є існування рідинного тертя між витками черв'яка і зубами колеса. Ця умова виконується при існуванні в зоні контакту клиновидного зазору в напрямку вектора швидкості ковзання. При ковзанні поверхонь уздовж лінії контакту масляний клин утворитися не може.

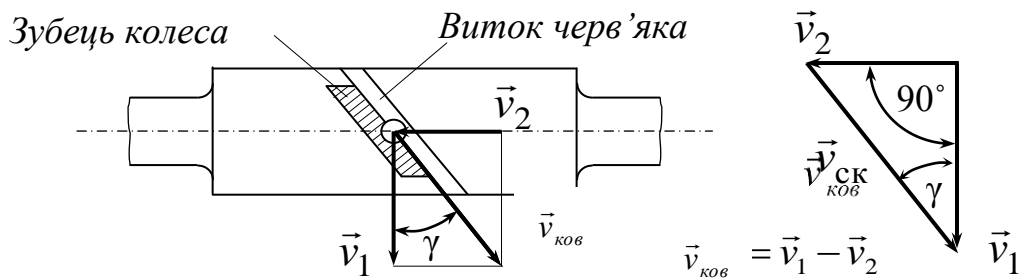


Рисунок 4.26 - Зв'язок швидкостей в черв'ячній передачі

Ковзання в зачепленні. Швидкість ковзання $\vec{v}_{ск}$ спрямована по дотичній до гвинтової лінії черв'яка. Як відносну швидкість її виражають через абсолютні швидкості черв'яка і колеса, що у даному випадку є коловими швидкостями \vec{v}_1 і \vec{v}_2 :

$$\begin{aligned} \vec{v}_{ск} &= \vec{v}_1 - \vec{v}_2; \\ v_{ск} &= \sqrt{v_1^2 + v_2^2} = v_1 / \cos \gamma; \end{aligned} \quad (4.8)$$

$$v_1 = \frac{\omega_1 d_1}{2 \cdot 10^3} = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 10^3}; \quad v_2 = \frac{\omega_2 d_2}{2 \cdot 10^3} = \frac{\pi d_2 n_2}{60 \cdot 10^3};$$

$$v_2 / v_1 = \operatorname{tg} \gamma, \quad (4.9)$$

де n_1, n_2 – частоти обертання черв'яка і колеса відповідно, м/с.

ККД черв'ячної передачі. Визначається по формулі

$$\eta = T_2 \omega_2 / T_1 \omega_1,$$

де T_1 і ω_1 – обертовий момент і кутова швидкість черв'яка; T_2 і ω_2 – те ж для колеса.

Для закритої передачі ККД визначається втратами в зачепленні, у підшипниках, на перемішування і розбризкування масла. Звичайно основними є втрати в зачепленні. Їх визначають за формулою

$$\eta = 0,95 \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \rho)}, \quad (4.10)$$

де ρ – кут тертя, $\operatorname{tg} \rho = f$ (f - коефіцієнт тертя у витках черв'яка);

0,95- множник, що враховує втрати енергії на перемішування масла при змазуванні зануренням.

Коефіцієнт тертя залежить від швидкості ковзання.

З формули (4.10) випливає, що ККД передачі зростає зі збільшенням числа витків(заходів) черв'яка (збільшується кут підйому γ) і зі зменшенням коефіцієнта тертя f .

У попередніх розрахунках можна для $z_1 = 1; 2; 4$ відповідно прийняти $\eta = 0,7 \dots 0,75; \quad 0,75 \dots 0,82; \quad 0,87 \dots 0,92$.

Невисокий ККД свідчить про те, що в черв'ячній передачі значна частина енергії перетворюється в теплоту. Викликане цим підвищення температури погіршує захисні властивості масляного шару, збільшує небезпеку заїдання і вихід передачі з ладу.

Для запобігання надмірного підвищення температури масла оцінюють тепловий баланс між тепловиділенням і тепловіддачею і при необхідності реалізують заходи, що зменшують тепловиділення чи збільшують тепловіддачу.

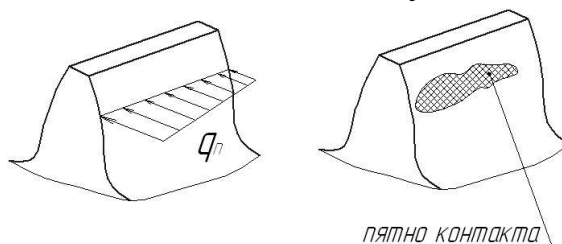
10.2 Загальні підходи до проектування зубчастих передач

Проектування будь-якої зубчастої передачі може бути представлено в узагальненій формі у вигляді такого алгоритму:

- 1) складання кінематичної схеми;
- 2) вибір матеріалу зубчастих коліс та виду термообробки;
- 3) визначення величини критеріальних показників працездатності передачі; допустимих контактних $[\sigma_H]$ та згинальних $[\sigma_F]$ напружень, та максимальних допустимих контактних $[\sigma_H]_{max}$ та згинальних $[\sigma_F]_{max}$ напружень при короточасних перевантаженнях;
- 4) визначення основних геометричних параметрів передачі (a – міжосьова відстань, b – ширина зубчастого вінця, d – ділільні діаметри зубчастих коліс, z – кількість зубців коліс, m – модуль зачеплення тощо);
- 5) визначення сил у зачепленні;
- 6) перевірка виконання умов міцності зубців спроектованої передачі ($\sigma_H \leq [\sigma_H]$, $\sigma_F \leq [\sigma_F]$, $\sigma_{H max} \leq [\sigma_H]$).

10.3 Розрахункове навантаження

Розрахунок зубчастих передач ведеться за розрахунковими навантаженнями. За розрахункове навантаження приймають максимальне значення питомого навантаження розподіленої по контактній лінії зуба.



Внаслідок пружних деформацій і похибок виготовлення зубчастих коліс, валів, опор та інших деталей передач навантаження між елементами зачеплення розподіляється нерівномірно. Для урахування впливу цих факторів на міцність зубів номінальне навантаження при розрахунку збільшують введенням коефіцієнта навантаження K , який визначається як

$$K = K_\alpha \cdot K_\beta \cdot K_v . \quad (4.11)$$

Коефіцієнтам K_α , K_β , K_v приписується індекс H ($K_{H\alpha}$, $K_{H\beta}$, K_{Hv}) при розрахунку на контактну міцність і індекс F ($K_{F\alpha}$, $K_{F\beta}$, K_{Fv}) при розрахунку на згинальну міцність.

Коефіцієнт K_α враховує нерівномірність розподілу навантаження між зубами (залежить від швидкості і ступеня точності). Для прямозубої передачі $K_{H\alpha} = K_{F\alpha} = 1$.

Коефіцієнт K_β враховує нерівномірність розподілу навантаження по ширині вінця зубчастого колеса (залежить від жорсткості зачеплення, розташування зубчатих коліс на валах відносно опор (рис.4.28), типу вольниць та ін.).

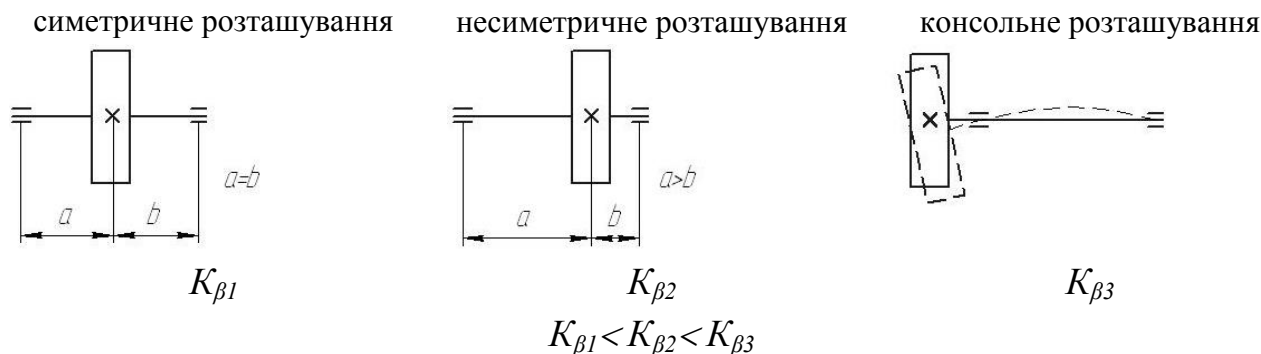


Рисунок 4.27 – Схеми розташування зубчатих коліс на валах відносно опор

Найбільш доцільним є симетричне розташування при $K_{\beta 1} \rightarrow \min$.

Коефіцієнт динамічності K_v враховує дію динамічних навантажень в зачепленні (залежить від швидкості і від ступеня точності зубчастих коліс). В якості середніх значень приймають $K_{Hv} = 1,05 - 1,1$; $K_{Fv} = 1 - 1,4$.

Розрахункове навантаження визначається як:

$$F = F_{ном} K, \quad (4.12)$$

де $F_{ном}$ - номінальне навантаження.

В якості розрахункової навантаження для зубчастих передач розглядається розрахунковий крутний момент T_p :

$$T = T_{ном} K, \quad (4.13)$$

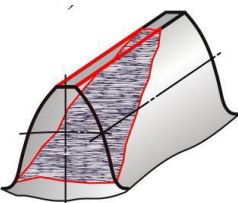
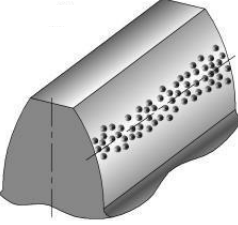
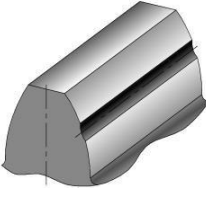
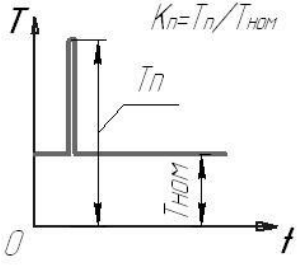
де $T_{ном}$ - номінальний крутний момент.

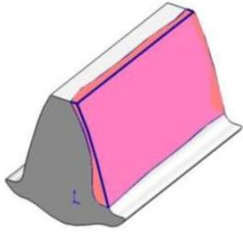
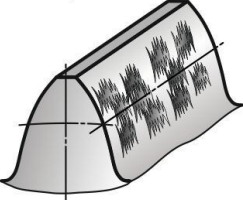
Зазвичай значення коефіцієнта навантаження знаходиться в інтервалі 1,1 ... 1,5.

Таким чином, завжди розрахунковий крутний момент $T_p > T_{ном}$.

10.4 Основні види руйнування зубців

В таблиці наведені види руйнування зубчастих передач, що частіше зустрічаються, а також критерії працездатності, виконання яких забезпечать їх відсутність.

Вид руйнування	Опис	Критерій працездатності	Заходи запобігання
<p>Втомний злам зубів</p> 	<p>Виникає при багатократній дії змінних напруг σ_F</p>	<p>Об'ємна міцність $\sigma_F \leq [\sigma_F]$</p>	<ul style="list-style-type: none"> - збільшення модуля зубців; - використання корегування; - зміцнення поверхні зубців у зоні концентрації напружень; - підвищення точності виготовлення та монтажу; - захист передачі від перевантажень
<p>Втомне викришування бічних поверхонь зубів</p> 	<p>Зумовлене дією циклічних контактних напружень σ_H на робочих поверхнях зубів. Матеріал відшаровується, виникають заглиблення (раковини)</p>	<p>Контактна (поверхнева) міцність $\sigma_H \leq [\sigma_H]$</p>	<ul style="list-style-type: none"> - обмеження контактних напружень за допомогою розрахунків розмірів передачі; - підвищення твердості поверхонь зубців термообробкою; - підвищення точності виготовлення зубчастих коліс та монтажу.
<p>Крихкий злам або пластична деформація</p> 	<p>Виникає при короткочасному перенавантаженні (пікових навантаженнях)</p> 	<p>Об'ємна міцність при перенавантаженні $\sigma_{Fmax} = \sigma_F K_{\Pi} \leq [\sigma_{Fmax}]$</p> <p>Контактна міцність при перенавантаженні $\sigma_{Hmax} = \sigma_H \sqrt{K_{\Pi}} \leq [\sigma_{Hmax}]$</p>	<ul style="list-style-type: none"> - збільшення твердості поверхонь; - використання мастила підвищеної в'язкості

<p>Знос</p> 	<p>В місцях контакту двох зубів спостерігається відносне ковзання, яке супроводжується стиранням бічних поверхонь поверхонь зубів</p>	<p>Зносостійкість $I_{\Phi} \leq [I]$</p>	<ul style="list-style-type: none"> - збільшення твердості активних поверхонь; - надійний захист від забруднення; - використання мастил із відповідними властивостями
<p>Заїдання чи схоплення</p> 	<p>Внаслідок високих контактних тисків і тертя відбувається підвищення температури, виникає мікрозварювання поверхневих шарів і руйнування цих зв'язків</p>	<p>Теплостійкість $t, ^{\circ}C \leq [t, ^{\circ}C]$</p>	<ul style="list-style-type: none"> - азотування, - ціанування зубців; - застосування протизадирних мастил; - використання зубців із модифікацією профілю; - охолодження мастила

Розглянуті види руйнування зубців зубчастих передач не в однаковій мірі вивчені до цього часу. Найглибше теоретично і практично досліджені явища втомного викришування активних поверхонь зубців, що спричинені контактними напруженнями σ_H , та явища втомної поломки зубців, які є результатом циклічної дії напружень згину σ_F у зубцях. Вибір норм допустимих напружень $[\sigma]_H$ та $[\sigma]_F$ сприяє запобіганню появи інших видів руйнування зубців зубчастих передач.

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

Запобіганню появи інших видів руйнування зубців сприяє вибір допустимих напружень в контактї та при згині.

10.5 Критерії роботоздатності і розрахунку зубчастих передач

При передачі крутного моменту в зачепленні пари зубців діє нормальна сила F_n (рис.4.28,а), що направлена перпендикулярно до робочих поверхонь зубців. Ця сила викликає біля ніжки зубця найбільші згинальні напруження σ_F , а у місці контакту – контактні напруження σ_H . Для кожного зубця σ_H та σ_F не є постійними. Вони змінюються в часі за деяким пульсуючим циклом (рис.4.28,б). Ці зміни напруження є причиною втомного руйнування зубців.

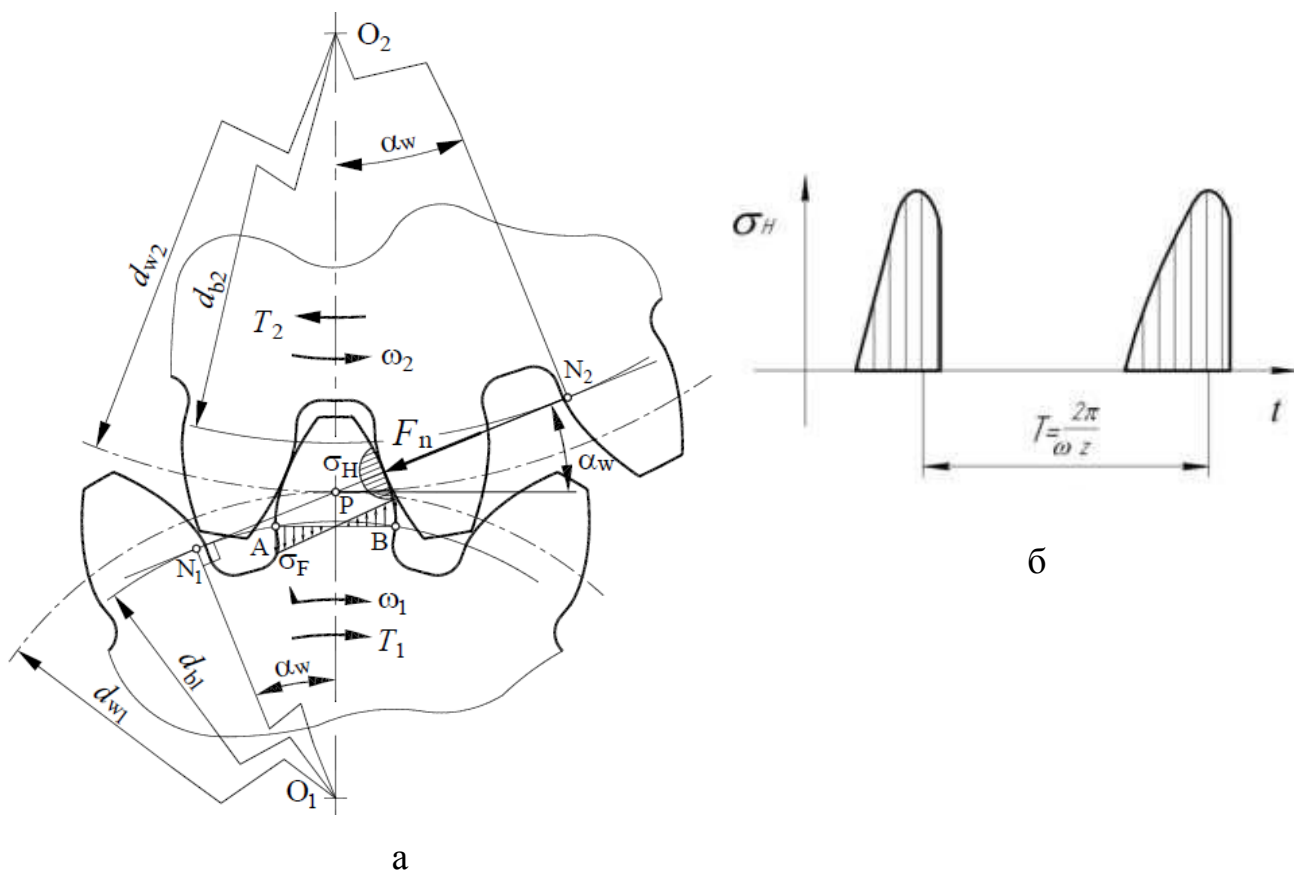


Рисунок 4.28 – Картина напруженого стану зуба

Всі види пошкодження поверхні зубів пов'язані з контактними напруженнями і тертям.

Контактні напруження σ_H виникають у місці контакту зубців і викликають викришування поверхонь зубців поблизу полюса зачеплення в області ніжок зубців.

Напруження згинання σ_F виникають в області ніжок і викликають руйнування зубців від втоми.

У сучасній методиці розрахунку зубчастих передач на міцність із двох напружень σ_H та σ_F за основне у більшості випадків беруть контактне напруження σ_H , оскільки в межах заданих габаритних розмірів зубчастих коліс σ_H залишається постійним, а σ_F можна зменшити, збільшуючи модуль зубців.

Основні критерії працездатності зубів:

- *контактна міцність активних поверхонь зубців* (контактна витривалість) - це здатність контактуючих поверхонь зубів сприймати дії змінних напружень без появи втомного викришування зубів;
- *міцність зубців при згині* (витривалість при згині) - здатність зубів сприймати дії змінних напружень без втомного руйнування зубів.

Втомне викришування зубів попереджають розрахунком на міцність від втоми по контактуючим напруженням.

Втомне руйнування зубів попереджають розрахунком на міцність по напруженням згину.

Навантажувальна здатність - навантаження, яке може безвідмовно передавати зубчаста передача протягом заданого строку служби при заданих режимах і умовах експлуатації.

Мета розрахунків зубчастих передач - забезпечення роботоздатності по всіх розглянутих критеріях. При проектному розрахунку визначають геометричні розміри зубчастої передачі по заданих умовах навантаження. При перевірочному розрахунку по відомих параметрах передачі визначають її навантажувальну спроможність або відповідність основним критеріям роботоздатності.

Розрахунок на міцність сталевих евольвентних циліндричних зубчастих передач зовнішнього зачеплення із модулем $m > 1$ мм стандартизовано (ГОСТ 21354-87 «Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность»). Стандарт рекомендує виконувати такі види розрахунків міцності зубців циліндричних евольвентних передач:

- розрахунок на контактну втому; виконується, щоб запобігти втомному викришуванню активних поверхонь зубців;
- розрахунок на контактну міцність при дії максимального навантаження (розрахунок на контактну міцність); виконується, щоб запобігти залишковій деформації або крихкому руйнуванню поверхневого шару зубців;
- розрахунок на втому при згині; виконується, щоб запобігти втомній поломці зубців;
- розрахунок на малоциклову втому при згині; виконується, щоб запобігти поломці зубців від малоциклової втоми при плавному та ударному навантаженнях.

З цих чотирьох розрахунків циліндричних та конічних передач, розглянутих вище, вибір необхідних для даної передачі визначається її конструктивним виконанням.

Для закритих зубчастих передач основним розрахунком є розрахунок на *контактну міцність*; розрахунок на *згин* виконується як *перевірочний* із метою визначення мінімально можливого значення модуля зачеплення.

При дуже високій твердості ($HB > 56$ HRC) робочих поверхонь розміри передачі визначають розрахунком зубів на міцність при згині, а розрахунок на контактну міцність є перевірочним.

Відкриті зубчасті передачі розраховуються на *згин*.

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

Таблиця 4.2 - Схема розрахунків циліндричних та конічних передач

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

10.5.1 Розрахунок на контактну міцність активних поверхонь зубів передачі

Розрахунок на контактну міцність робочих поверхонь зубів стандартизований і є основним для закритих передач.

Мета розрахунку – запобігти утомному викришуванню зубців.

Експериментально встановлено, що найменшу контактну міцність має зона активних поверхонь зубів навколо полюсу (рис), в якій на зубці діє повне навантаження в зачепленні і швидкості ковзання зубів не дорівнюють нулеві. Проте, розрахунок передач виконують для фази зачеплення в полюсі, оскільки його положення відоме заздалегідь.

Умова контактної міцності

$$\sigma_H \leq [\sigma_H], \quad (4.14)$$

де σ_H – максимальне контактне напруження,

$[\sigma_H]$ – допустимі контактні напруження.

Розрахункові значення σ_H однакові для шестерні і колеса, проте значення допустимих контактних напружень для шестерні $[\sigma_{H1}]$ і колеса $[\sigma_{H2}]$ можуть бути неоднакові. Тому розрахунок на контактну міцність виконують для того колеса пари, яке має менше припустиме напруження σ_H .

Основою для розрахунків на контактну міцність є формула Герца:

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

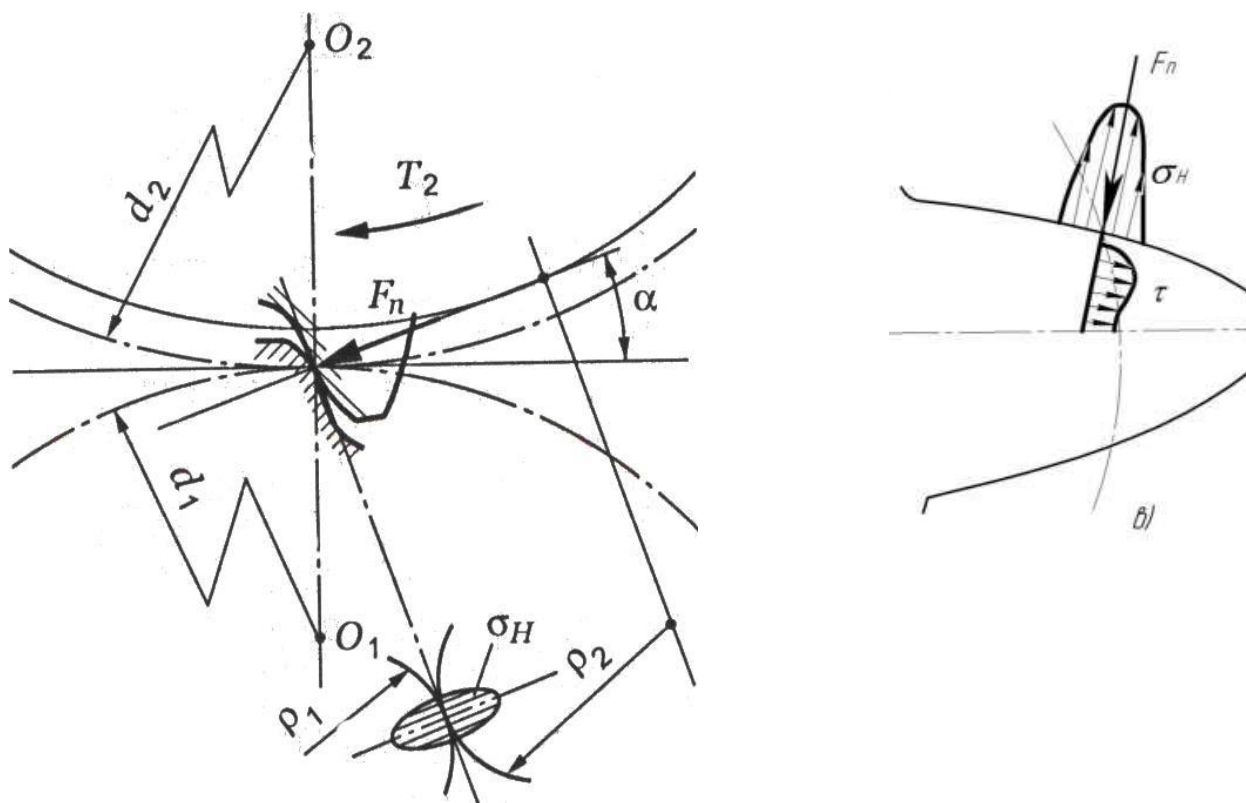


Рисунок 4.29 – Схема до розрахунку контактної міцності зубів

Напруження σ_H у зоні контакту двох деталей, притиснутих одна до однієї навантаженням W , залежать від механічних властивостей матеріалів шестерні та колеса (враховує коефіцієнт Z_E), характеру навантаження (враховує коефіцієнт навантаження K_H) і кривизни двох поверхонь (враховує зведений радіус кривизни $\rho_{3\epsilon}$ ($\frac{1}{\rho_{3\epsilon}} = \frac{1}{\rho} \pm \frac{1}{\rho_2}$, знак плюс для зовнішнього контакту і знак мінус для внутрішнього контакту)).

Для розрахунку передачі за умовою (4.14) слід мати рівняння зв'язку напруження σ_H із зовнішнім навантаженням і параметрами передачі.

Якщо параметри у формулі Герца виразити через параметри зубчастої передачі, можна отримати формули (дивись підручники) для розрахунку контактних напружень σ_H на поверхні зубців (за ГОСТ 21354-75), які за характером є змінними:

$$\sigma_H = Z_H Z_M Z_E \sqrt{\frac{w_{Ht}}{d_{wt}} \cdot \frac{u+1}{u}}, \quad (4.15)$$

де Z_H - коефіцієнт, який враховує форму спряжених поверхонь зубів в полюсі зачеплення;

Z_M - коефіцієнт, який враховує механічні властивості матеріалів
спряжених зубчастих коліс, $\text{Н}^{1/2}/\text{мм}$;

Z_ϵ - коефіцієнт, який враховує сумарну довжину контактних ліній, мм;

w_{Ht} - питома розрахункова колова сила, $\text{Н}/\text{мм}$;

d_{wt} - початковий діаметр шестерні, мм;

u - передавальне відношення.

Величину $[\sigma_H]$ (МПа) визначають за границею контактної витривалості σ_{Hlim} з урахуванням впливу на контактну міцність: ресурсу передачі; шорсткості поверхні зубів; швидкохідності передачі; запасу міцності.

Контактна міцність зубів залежить від матеріалу коліс і габаритних розмірів передачі і не залежить від модуля або числа зубів окремо.

10.5.2 Розрахунок зубів на витривалість при згині

Мета розрахунку – запобігти втомному руйнуванню зубців.

Умови міцності по напруженням вигину:

$$\sigma_F \leq [\sigma_F],$$

Спеціальні дослідження показують, що зуб знаходиться в складному напруженому стані.

З метою спрощення розрахунків на згин приймають наступні припущення (рис.4.30) :

- зубець розглядається як консольна балка прямокутного перетину з розмірами a і b у основи, для якої справедлива гіпотеза площинних перерізів;
- все навантаження в зачепленні F_n передається однією парою зубців і прикладається до вершини зубця і діє по лінії зачеплення;
- сили тертя в зачепленні не враховують.

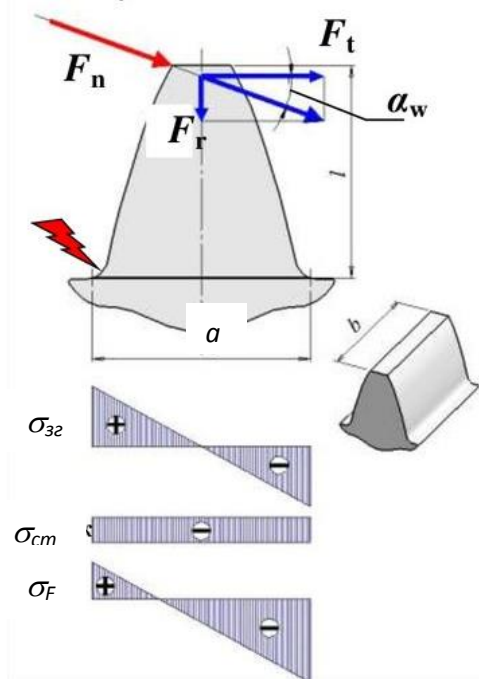


Рисунок 4.30 - До розрахунку зубів коліс на витривалість при згині

При цьому зуб зазнає деформації згину та стиснення. Визначальним для працездатності зубця є згин. Максимальні напруження згину σ_F діють у галтелі в основі зубця – можливому місці утворення тріщини і подальшого руйнування зубця. За характером дії ці напруження, як і контактні, є змінні. Формули для розрахунку напружень згину σ_F наведені в підручниках.

За ГОСТ 21354-75:

$$\sigma_F = Y_F Y_\varepsilon Y_\beta \frac{W_{Ft}}{m} \leq [\sigma_F], \quad (4.16)$$

де Y_F - коефіцієнт, який враховує форму зубу;

Y_ε - коефіцієнт, який враховує перекриття зубів;

Y_β - коефіцієнт, який враховує нахил зубів;

m - модуль, мм.

Величину допустимого напруження згину зубів $[\sigma_F]$ (МПа) визначають за базовою границею витривалості зубів при згині σ_{Flim} з урахуванням впливу: шорсткості перехідної поверхні зубу, концентрації напружень у основі зубу, розмірів зубчастого колеса, запасу міцності.

10.5.3 Розрахунок на міцність конічних і черв'ячних передач

Вихідні положення для розрахунку на міцність конічних і черв'ячних передач аналогічні щ розрахунку циліндричних передач. Для черв'ячної

передачі додатково проводять тепловий розрахунок, оскільки їх робота супроводжується виділенням великої кількості теплоти.

10.5.4 Тепловий розрахунок черв'ячної передачі

Тепловий розрахунок виконують тільки для черв'ячної передачі, тому що через високі швидкості ковзання в зачепленні виділяється велика кількість тепла. Нагрівання масла вище допустимої температури $[t^\circ]_M$ призводить до зниження його в'язкості, втрати захисних властивостей, руйнування масляної плівки і можливості заїдання в передачі.

Тепловий розрахунок проводиться на основі теплового балансу, тобто рівності тепловиділення $Q_{вид}$ і тепловіддачі $Q_{отд}$. З умови $Q_{вид} = Q_{отд}$ визначають допустиму температуру t_M масла в корпусі при безперервній роботі і природному охолодженні

$$t_M = t_0 + 10^3(1 - \eta)P_1 / [K_T A(1 + \psi)] \leq [t]_M,$$

де t_0 – температура повітря зовні корпусу (звичайно $t_0 = 20^\circ\text{C}$);

η - ККД передачі;

P_1 - потужність на черв'яку, кВт;

A - площа поверхні редуктора, м^2 . Поверхня днища не враховуються, тому що вона не обтикається вільно повітрям;

ψ - коефіцієнт, що враховує відвід тепла від днища редуктора в основу;

K_T - коефіцієнт тепловіддачі (тепловий потік в секунду з 1 м^2 при перепаді температури в 1°C) залежить від матеріалу корпусу і швидкості циркуляції повітря. Для чавунного корпусу при природному охолодженні $K_T = 12 \dots 18 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$. Залежно від марки масла $[t]_M = 90 \dots 110^\circ\text{C}$.

Якщо при розрахунку вийде $t_M > [t]_M$, то необхідно на корпусі передбачити охолоджуючі ребра. У розрахунку додатково до площі A враховують 50% поверхні ребер.