

# ЦИЛІНДРИЧНІ ЗУБЧАТІ ПЕРЕДАЧІ

## ЧАТИНА 3

Види відмов та критерії розрахунку зубчатих передач

Розрахунок допустимих контактних напружень

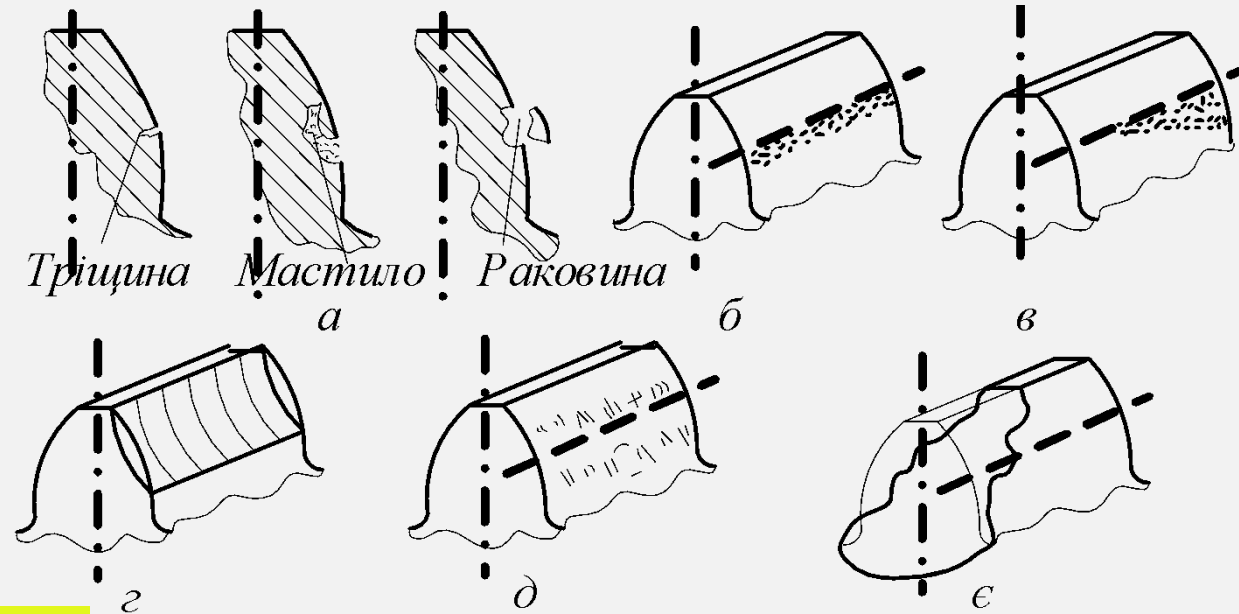
Розрахунок допустимих згинаючих напружень

# ВИДИ ВІДМОВ ТА КРИТЕРІЇ РОЗРАХУНКУ ЗУБЧАТИХ ПЕРЕДАЧ

Складний характер навантаження зубців зубчастих коліс є причиною певних руйнувань як поверхневого шару зубців, так і зубців взагалі.

Найбільш характерні види руйнувань зубців –

- а) викришування від утомленості активних поверхонь,
- б) відшарування поверхневих шарів,
- в) викришування у косоzubого зубчатого колеса
- г) абразивне спрацьовування,
- д) заїдання,
- є) поломка зубців.



**Стандарт рекомендує виконувати такі види розрахунків міцності зубців циліндричних евольвентних передач:**

1. Розрахунок на контактну витривалість робочих поверхонь.....
2. Розрахунок на витривалість під час згину.....
3. Розрахунок на контактну міцність за дії максимального навантаження для запобігання залишкової деформації або крихкого руйнування поверхневого шару зубців. ....
4. Розрахунок на міцність під час згину максимальним навантаженням для запобігання залишкової деформації або крихкої поломки зубців.

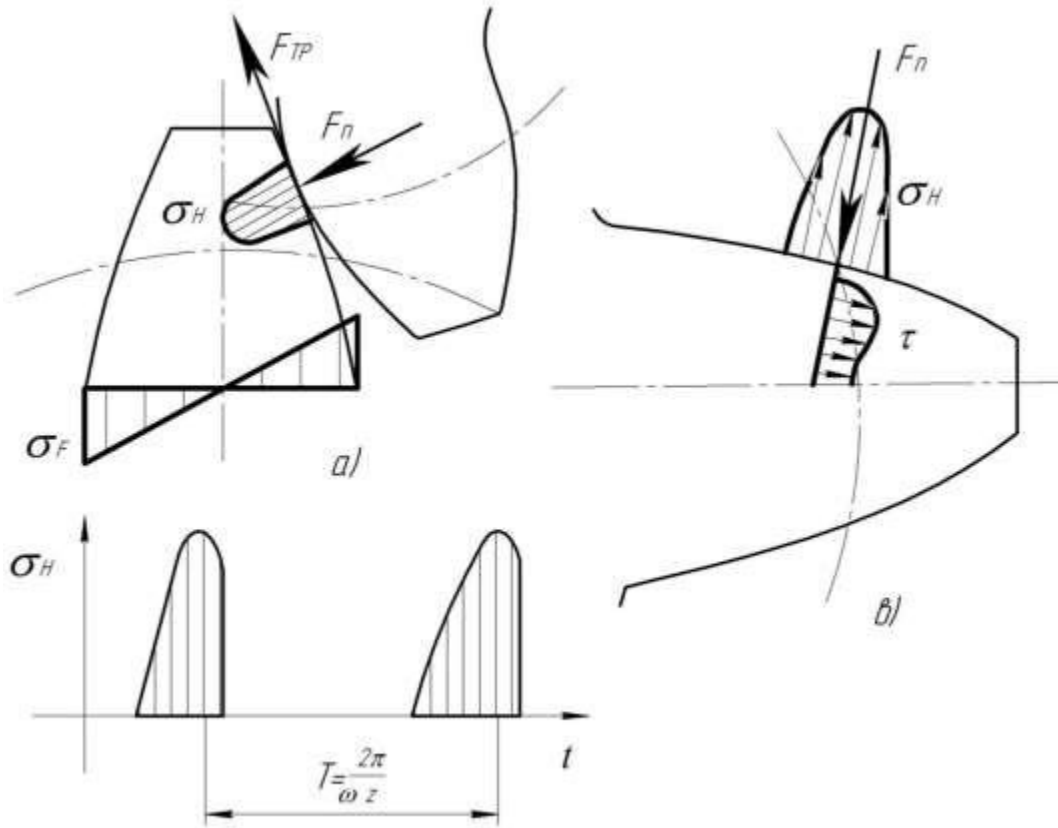
$[S_H]$  - допустиме контактне напруження

$[S_F]$  - допустиме згинаюче напруження

$[S_{MH}]$  - максимальне допустиме контактне напруження

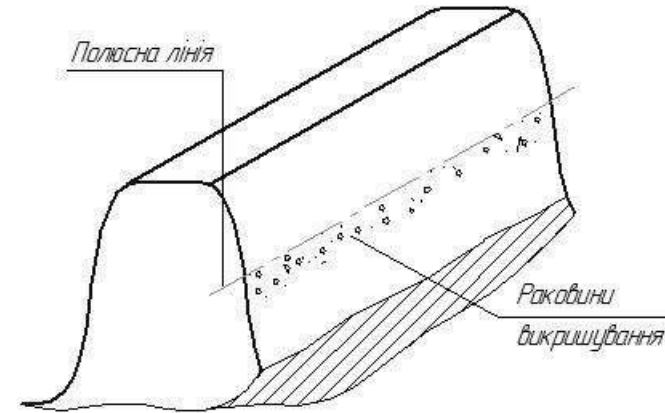
$[S_{MF}]$  - максимальне допустиме згинаюче напруження

# ВИДИ ВІДМОВ ТА КРИТЕРІЇ РОЗРАХУНКУ ЗУБЧАТИХ ПЕРЕДАЧ



**Розрахункова схема навантаження зубців**

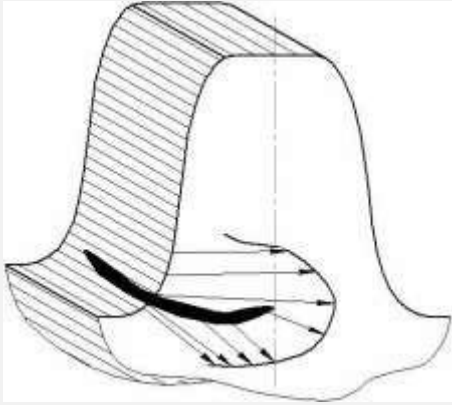
При передачі крутного моменту в зачепленні пари зубців діє нормальна сила  $F_n$  (а), що направлена перпендикулярно до робочих поверхонь зубців. Ця сила викликає біля ніжки зубця найбільші згинальні напруження  $\sigma_F$ , а у місці контакту – контактні напруження  $\sigma_H$  (а, в). Для кожного зубця  $\sigma_F$  та  $\sigma_H$  не є постійними. Вони змінюються в часі за деяким пульсуючим циклом (б).



**Викришування на поверхні ніжок зубців**

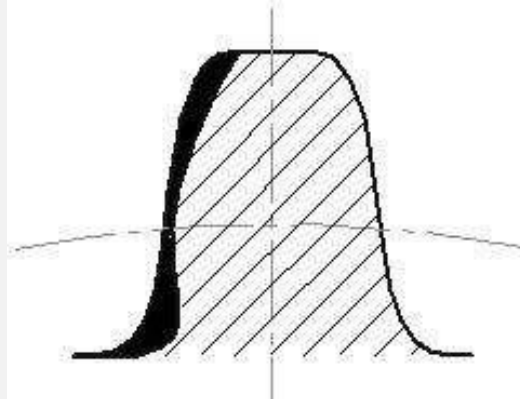
Втомне викришування робочих поверхонь зубців є найбільш поширеним видом руйнування зубців для більшості добре змащених та захищених від забруднення зубчастих коліс (закриті передачі). Пов'язано це з дією циклічно змінних контактних напружень, які спричинюють появу втомних тріщин у поверхневих шарах робочих поверхонь зубців, подальший розвиток яких призводить до викришування частинок металу. Викришування починається поблизу полюсної лінії на ніжках зубців, де в зв'язку з малими швидкостями ковзання виникають великі сили тертя, і воно може бути обмеженим або прогресуючим. Небезпечним є прогресуюче викришування. Для попередження викришування зубці розраховують на контактну витривалість робочих поверхонь.

# ВИДИ ВІДМОВ ТА КРИТЕРІЇ РОЗРАХУНКУ ЗУБЧАТИХ ПЕРЕДАЧ



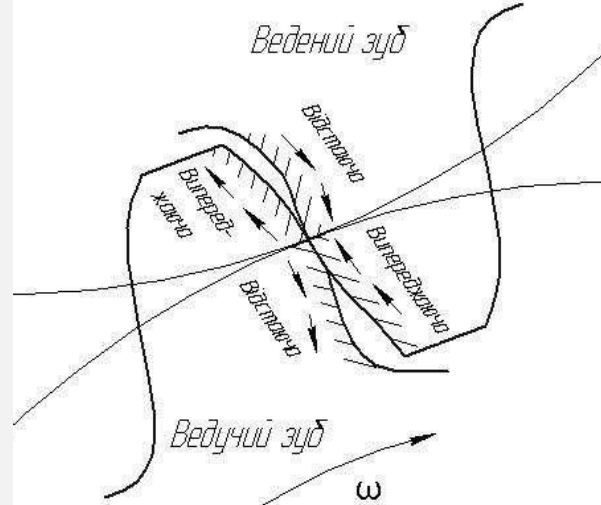
**Утворення втомної тріщини**

Поломка зубців є найбільш небезпечним видом руйнування, може виникнути в результаті перевантаження або від втоми матеріалу у разі довгочасної дії змінних напружень згину, що спричинюють появу мікротріщин в зоні перехідної кривої профілю на стороні розтягнутих волокон, де діють найбільші напруження згину



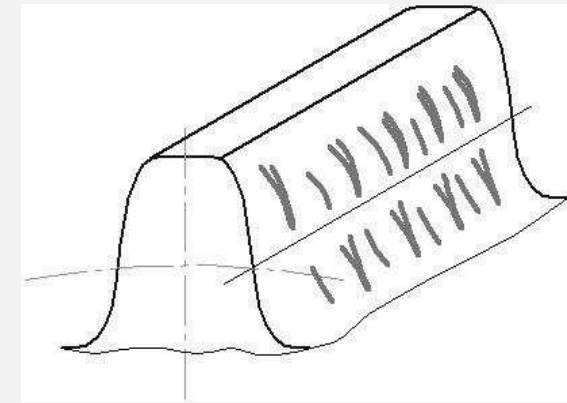
**Розподіл зносу по висоті зубця**

Знос зубців полягає в стиранні робочих поверхонь зубців характерний для відкритих передач, в яких колеса не захищені від попадання абразивних часток. Стирання поверхонь буде тим більше, чим більша величина питомого ковзання зубців, тому ніжки піддаються найбільшому зносу.



**Пластичні деформації робочих поверхонь зубців**

Пластичні деформації (зсуви) спостерігаються у важко навантажених тихохідних зубчастих колесах, виготовлених з м'якої сталі. При високих контактних напруженнях пластичні деформації можуть досягти значних розмірів і сили тертя викликають великі переміщення часток поверхневих шарів у напрямі ковзання. В результаті, на поверхні ведучих зубців уздовж полюсної лінії утворюється западина, а на поверхні ведених зубців – хребет.



**Сліди заїдання на робочій поверхні зубця**

Викришування, що з'являється на робочих поверхнях кінематичних пар сприяють виникненню заїдання, так як при цьому зменшується поверхня дотику, що призводить до зростання напружень в зоні контакту. При цьому, також зростають сили тертя у зв'язку з тим, що мастило вижимается в утворені при викришуванні ямки.

# РОЗРАХУНОК ДОПУСТИМИХ КОНТАКТНИХ НАПРУЖЕНЬ

Розрахунок зубчатих передач складається з двох частин:

1. *Проектного розрахунку*. Розрахунок допустимих напружень, й на їх основі визначення геометричних розмірів передачі.
2. *Перевірочного розрахунку*. Перевірка здатності передачі витримувати діючі навантаження в заданий строк при відомій марці матеріалу, термічній обробці та геометрії.

Допустимі напруження це такі найбільші напруження які допускають безпечну роботу механізму.

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{кр}}{[n]} \quad \text{Допустиме напруження} = \frac{\text{Граничні напруження}}{\text{Запас міцності}}$$

Критичне напруження для різних матеріалів різні,  
для сталі це межа плинності матеріалу -  $\sigma_{кр} = \sigma_T$   
для чавуну це межа витривалості -  $\sigma_{кр} = \sigma_B$

Допустимі контактні напруження розраховуються, окремо для шестерні й колеса, наступним чином:

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H \lim b} \cdot K_{HL}}{S_H} \cdot Z_R \cdot Z_V$$

Тут  $S_H$  – коефіцієнт безпеки

$S_H = 1,25$  при об'ємному загартуванні

$S_H = 1,2 \dots 1,35$  при цементації й азотуванні

$S_H = 1,1$  в інших випадках

$Z_V$  – коефіцієнт, що враховує колову швидкість зубчатого колеса

$$m < 5 \quad / \quad Z - R = 1$$

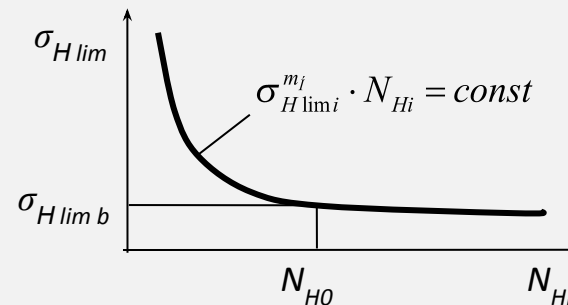
$$m > 5 \quad / \quad Z - R > 1$$

$Z_R$  – коефіцієнт шорсткості поверхні

$Ra 0,63, 1,25 - Z_R = 1$  – шліфовані колеса

$Ra 1,25, 2,5 - Z_R = 0,95$  – лезвийна обробка

$\sigma_{H \lim b}$  – базова границя витривалості по контактним навантаженням, залежить від матеріалу та виду термообробки.



$$\sigma_{H \lim b} = 2 \cdot HB + 70 \quad - H < 350 HB$$

$$\sigma_{H \lim b} = 18 \cdot HRC + 150 \quad - H < 50 HRC$$

$$\sigma_{H \lim b} = 23 \cdot HRC \quad - H > 50 HRC$$

Всі матеріали підкоряються одній схемі руйнування, що описує крива витривалості

$N_{H0}$  – базове число циклів навантажень визначається для всіх матеріалів.

Це крапка на графіку після якої руйнування матеріалу не відбувається.

$$N_{H0} = 30 \cdot (HB)^{2,4}$$

$N_{Hi}$  – число циклів навантажень,

$$N_{Hi} = N_{HE} = 60 \cdot n_i \cdot t_{\Sigma} \quad - \text{навантаження постійне} \quad K_{\Sigma} = 365 \cdot 24 \cdot \text{доб} \cdot \text{річ} \cdot \text{рок}$$

$$N_{HEi} = 60 \cdot n_i \cdot t_{HE} \quad - \text{навантаження змінне} \quad t_{HE} = mH \cdot \text{с}$$

$n_i$  – оберти колеса для якого виконується розрахунок

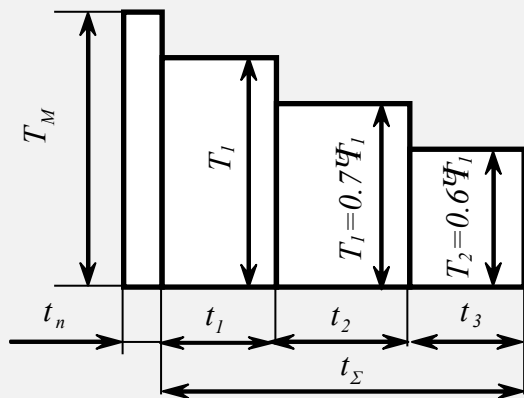
щоб не наступило руйнування  $\sigma_{H \lim i}^m \cdot N_{Hi} = \sigma_{H \lim b}^m \cdot N_{H0}$

$$\sigma_{H \lim i} = \sigma_{H \lim b} \cdot \sqrt[m_H]{\frac{N_{H0}}{N_{Hi}}} \rightarrow K_{HL} = \sqrt[m_H]{\frac{N_{H0}}{N_{Hi}}} \geq 1 \quad - \text{коефіцієнт довговічності, якщо}$$

$$N_{HEi} > N_{H0i} \Rightarrow K_{HL} = 1$$

# РОЗРАХУНОК ДОПУСТИМИХ КОНТАКТНИХ НАПРУЖЕНЬ

При проектуванні будь якої машини попередньо відомо режим її експлуатації. Або проводиться хронометраж роботи подібних механізмів, щоб визначити циклограму навантажень.



Якщо число циклів навантажень менше ніж 50 000 раз, то таке навантаження вважається короткочасною.

Розрахунок передачі при змінному навантаженні ведеться по найбільшому тривалому-діючому навантаженні, що замінюється еквівалентним навантаженням.

Еквівалентне навантаження це таке навантаження, що викличе такі ж руйнування, що й змінне довгострокової дії.

$$\mu H = \sum \left( \frac{\sigma_i}{\sigma_1} \right)^{m_H} \cdot \frac{N_{Hi}}{N_\Sigma} - \text{коефіцієнт змінності контактних навантажень}$$

$$\mu H = \sum \left( \frac{T_1}{T_1} \right)^3 \cdot \frac{t_i}{t_\Sigma} = \left( \frac{T_1}{T_1} \right)^3 \cdot \frac{t_1}{t_\Sigma} + \left( \frac{T_2}{T_1} \right)^3 \cdot \frac{t_2}{t_\Sigma} + \left( \frac{T_3}{T_1} \right)^3 \cdot \frac{t_3}{t_\Sigma}$$

В якості допустимого контактного напруження приймають:

$$[\sigma_H] = 0,45([\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}])$$

## Розрахунок максимальних допустимих контактних напружень

$$[\sigma_{HM}] \approx 2,8 \text{ HRC} \rightarrow \text{HB } 350 \leq$$

$$[\sigma_{HM}] \approx 40 \text{ HRC} \rightarrow \text{HB } 350 \geq$$

## Розрахунок допустимих згинаючих напружень

Допустимі напруження згину визначають окремо для шестерні і колеса за формулою

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F \text{ lim}}}{S_F} \cdot Y_R \cdot Y_S,$$

\$S\_F\$ – коефіцієнт безпеки (табл. 3.19 стр. 78 [1])      \$S\_F = 1,75\$

\$Y\_R\$ – коефіцієнт враховуючий шорсткість поверхні зуба (стр. 79 [1])

як що вона не більша за Rz40      \$Y\_R = 1\$

\$Y\_S\$ – коефіцієнт чутливості матеріалу до концентрації напружень (стр. 77 [1])

При проектних розрахунках      \$Y\_S = 1\$

\$\sigma\_{F \text{ lim}}\$ – границя витривалості зубців на згин яка відповідає еквівалентному числу циклів навантажень

$$S_{F \text{ lim}} = S_{F \text{ lim } b} \times K_{FL} \times K_{FC}$$

\$\sigma\_{F \text{ lim } b}\$ – границя витривалості зубців при згині згідно з базою випробувань (знайдені експериментально) визначається за (табл. 3.19 стр. 78 [1]).

$$\sigma_{F \text{ lim } b} = 1,8 \text{ HRC} \rightarrow 350 \leq$$

$$\sigma_{F \text{ lim } b} = 500 \text{ HRC} \rightarrow 700 \rightarrow 350 \text{ HB} \geq$$



# РОЗРАХУНОК ДОПУСТИМИХ ЗГИНАЮЧИХ НАПРУЖЕНЬ

$K_{FC}$  – коефіцієнт реверсивності (табл. 3.20 стр. 79 [1])

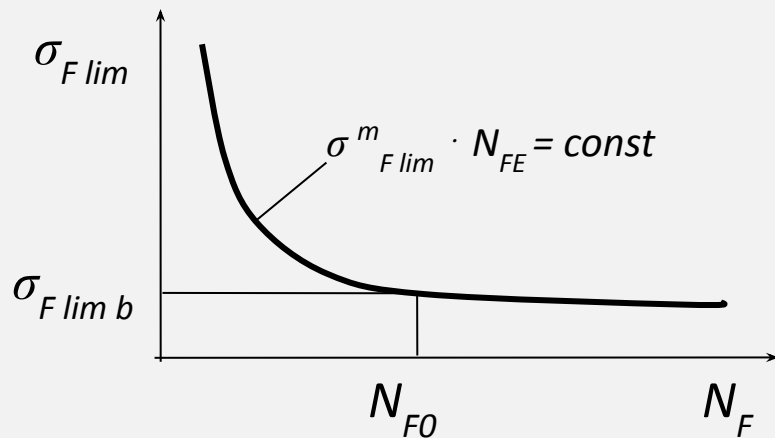
$K_{FC} = 1$  передача нереверсивна

$K_{FC} = 0,66$  передача реверсивна та  $350 <$

$K_{FC} = 0,75$  передача реверсивна та  $350 >$

$K_{FL}$  – коефіцієнт довговічності  $K_{FL} = m_F \sqrt{\frac{N_{F0}}{N_{FE}}}$

Якщо  $N_{FE} > N_{F0}$ , то  $K_{FL} = 1$



$m_F$  – показник кривої витривалості

$m_F = 6$  ®  $HB \leq 350$

$m_F = 9$  ®  $HB > 350$

$N_{F0}$  – базова кількість циклів випробувань (стр. 77 [1])

$$N_{F0} = 4 \times 10^6$$

$N_{FE}$  – еквівалентна кількість циклів навантажень за строк служби передачі

$$N_{FEi} = 60 \cdot n_i \cdot t_{FE}$$

$n_i$  – оберти колеса для якого виконується розрахунок

$t_{FE} = \mu F \cdot t_{\Sigma}$  – еквівалентна строк служби передачі (змінне навантаження)

$t_{\Sigma}$  – строк служби передачі (постійне навантаження)

$$K_{\Sigma} = 365 \cdot 24 \cdot \text{доб} \cdot \text{річ} \cdot \text{рок}$$

$\mu F$  – коефіцієнт змінності згинаючих навантажень

$$\mu F = \sum \left( \frac{T_1}{T_{\Sigma}} \right)^{m_F} \cdot \frac{t_i}{t_{\Sigma}}$$

$$\mu F_{6(9)} = \sum \left( \frac{T_1}{T_1} \right)^{6(9)} \cdot \frac{t_i}{t_{\Sigma}} = \left( \frac{T_1}{T_1} \right)^{6(9)} \cdot \frac{t_1}{t_{\Sigma}} + \left( \frac{T_2}{T_1} \right)^{6(9)} \cdot \frac{t_2}{t_{\Sigma}} + \left( \frac{T_3}{T_1} \right)^{6(9)} \cdot \frac{t_3}{t_{\Sigma}}$$

# РОЗРАХУНОК МАКСИМАЛЬНИХ ДОПУСТИМИХ ЗГИНАЮЧИХ НАПРУЖЕНЬ

Допустимі максимальні напруження згину визначають окремо для шестерні і колеса за формулою

$$[\sigma_{FM}] = \frac{\sigma_{F \lim M}}{S_F} \times Y_S, \text{ МПа}$$

$S_F$  – коефіцієнт безпеки

$$S_F = S'_F \times S''_F$$

$S'_F$  – коефіцієнт безпеки (табл. 3.19 стр. 78 [1])  $S'_F = 1,75$

$S''_F$  – коефіцієнт способу отримання заготовки (табл. 3.21 стр. 79 [1])

$Y_R$  – коефіцієнт враховуючий шорсткість поверхні зуба (стр. 79 [1])  
як що вона не більша за  $Rz40$   $Y_R =$

$\sigma_{F \lim M}$  – максимальна границя витривалості зубців на згин

$$\sigma_{F \lim M} = 4,8 \times HB \text{ ® } HB < 350$$

$$\sigma_{F \lim M} = 2400 \text{ ® } HB >$$



# Контрольні запитання

1. Від чого залежать допустимі напруження?
2. Як розраховується термін служби передачі.
3. Що таке крива витривалості матеріалу?
4. Для чого потрібна циклограма навантажень?
5. Які види розрахунків міцності зубчатих циліндричних евольвентних передач рекомендує стандарт?
6. Назвіть основні види руйнування зубчастих коліс.
7. Як впливає термічна обробка на допустимі напруження?