

## 7.11. Изчисляване на товарносимост на зъбните предавки.

### 7.11.1. Изчисляване на зъбите на цилиндрични зъбни колела на огъване.

При изчисляване на зъбите на огъване се правят следните начални допускания:

-зъбът се разглежда като конзолно натоварена греда, запъната в основата си / фиг. 7.40 /;

-заstraшеното сечение се определя от допирните точки на тангентите към преходните криви, прекарани под ъгъл  $30^\circ$  спрямо симетралата на зъба /фиг.7.40/;

-приема се, че нормалната сила  $F_{bn}$  действа във върха на един зъб, като не се отчита възможността част от силата да се поеме от друга зацепена двойка;

-силата  $F_{bn}$  е равномерно разпределена по дължината на зъба;

-пренебрегват се силите на триене между профилите;

-не се отчита влиянието на допълнителното напрежение породено от силата  $F_{tF}$ , натоварваща зъба на натиск по оста му;

-отчита се сложното напрегнато състояние на зъба и концентрацията на напреженията.

За определяне на напрежението на огъване е необходимо да се определи компонентата  $F_{tF}$  във функция от въртящия момент.

#### А. За предавки с прави зъби.

От фиг. 7.41 следва, че

$$F_{bn} = \frac{2T}{d_b} = \frac{2T}{d \cos \alpha_w} = \frac{F_t}{\cos \alpha_w}, \quad (7.48)$$

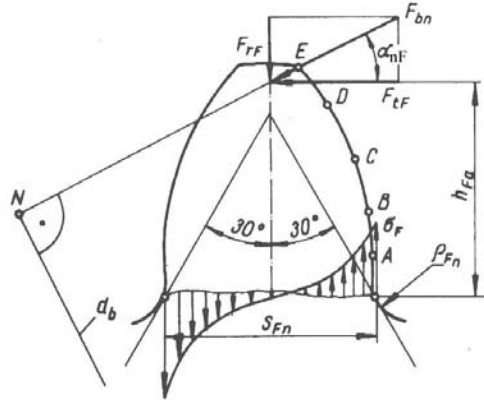
където  $T$  е въртящият момент.

Силата, натоварваща зъба на огъване /фиг. 7.40/,

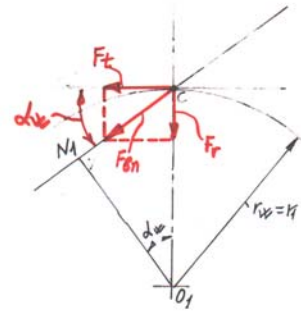
$$F_{tF} = F_{bn} \cos \alpha_{nF} = F_t \frac{\cos \alpha_{nF}}{\cos \alpha_w} \quad (7.49)$$

Максималното напрежение на огъване е равно на огъващия момент  $M$  от силата  $F_{tF}$  върху съпротивителния момент  $W_{ог}$ .

$$\sigma_{FE \max} = \frac{M}{W_{ог}} = \frac{6F_{tF} h_{Fa}}{b_w s_{Fn}^2} \quad (7.50)$$



Фиг.7.40. Изчислителна схема на огъване на зъба



Фиг.7.41.

като се вземе в предвид (7.44) и се въведе модулът  $m$  чрез умножение с  $\frac{m_n}{m_n}$  на израза (7.45), за напрежението на огъване се получава

$$\sigma_{FE_{\max}} = Y_F \frac{F_t}{b_w m_n} \quad (7.51)$$

където

$$Y_F = 6 \frac{\left( \frac{h_{Fa}}{m_n} \right) \cos \alpha_{nF}}{\left( \frac{S_{nF}}{m_n} \right) \cos \alpha_w} \quad (7.52)$$

и се нарича коефициент на формата на зъба. При приет изходен контур той ще зависи само от броя на зъбите.

### Б. За предавки с наклонени зъби.

Напрежението на огъване при зъбни колела с наклонени зъби е по-малко от това с прави зъби поради по-голямата сумарна дължина на контактните линии в сравнение с широчината на зъбния венец и влиянието на ъгъла на наклона  $\beta$  на зъбите. Формулата за определяне на огъващото напрежение добива вида

$$\sigma_{FE_{\max}} = Y_F Y_\xi Y_\beta \frac{F_t}{b_w m_n} \quad (7.53)$$

Коефициентът  $Y_\xi$  отчета влиянието на прекриването на зъбите върху якостта на огъване на зъбите.

Коефициентът  $Y_\beta$  отразява влиянието на ъгъла на наклона на зъбите и коефициента на осово прекриване  $\xi_\beta$ .

При зъбни колела с наклонени зъби определянето на коефициента на формата на зъба  $Y_F$  се извършва съобразно *еквивалентния брой зъби*  $z_v = \frac{z}{\cos^3 \beta}$

За по-прецизно определяне на изчислителните напрежения в стандарта са предвидени и други коефициенти, отчитащи влиянието на концентрацията на напреженията в основата на зъба, характера на натоварването, разпределение на напрежението на огъване по дължината на зъбите и др.

Проверочното изчисляване се свежда до проверката

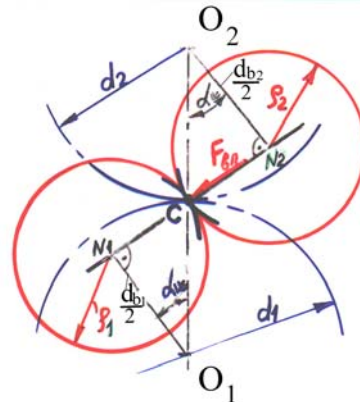
$$\sigma_{FE_{\max}} = Y_F Y_\xi Y_\beta \frac{F_t}{b_w m_n} \leq \sigma_{FP} = \frac{\sigma_{Flimb} Y_N}{S_{Fmin}} \quad (7.54)$$

където:  $\sigma_{Flimb}$  е граничното напрежение на огъване на зъбите, което съответства на границата на умора на материала при брой цикли  $N = 4 \cdot 10^6$ ;

- $Y_N$  е коефициент, отчитащ срока за експлоатация на зъбното колело.

### 7.11.2. Изчисляване на зъбите на контактна якост.

Изчисляването на зъбите на стоманени цилиндрични зъбни предавки с външно зацепване, с модул  $m \geq 1\text{mm}$  е стандартизирано, съгласно международна методика на ISO. Тъй като в този курс се изучават само основните положения на това изчисление, ще бъдат въведени някои опростявания, които много малко влияят на резултатите. От различните видове повреди на работната повърхнина на зъба най-добре е изучено образуването на микропукнатини в резултат на умора на материала в повърхностния слой, т.е. явлението питинг/ виж фиг. 7.37/. Главната задача на изчисляването е да се предотврати преждевременната поява на микропукнатини. При изчисляването като изходен модел се използва формулата на Херц-Беляев за определяне на максималните контактни напрежения в зоната на допирание на два кръгови цилиндъра с дължина “ $b_w$ ” и радиуси  $\rho_1$  и  $\rho_2$  /фиг.7.42 /, които се допират по една образуваща и са притиснати равномерно със сила  $F_{bn}$ .



Фиг.7.42. Изчислителна схема за зъбна предавка с прави зъби

В идеализираната изчислителна схема са направени следните допускания:

- 1.Разглежда се първоначално зацепване зъбни колела с прави зъби / $\beta = 0$ /;
- 2.Разглежда се контактното напрежение  $\sigma_H$  само за т. С /полюса на зацепването/;
- 3.Зъбното зацепване се апроксимира с допирането на два прави кръгови цилиндри с идеална геометрична форма;
- 4.Колелата са изработени абсолютно точно.
- 5.Натоварването по всички контактни линии е равномерно.
- 6.Действащото натоварване се разглежда като статично.
- 7.Натоварването е само нормално, липсват тангенциални сили.

Двата цилиндъра имат модули на еластичност  $E_1$  и  $E_2$ .

Максималното контактно напрежение се определя по формулата на Херц-Беляев

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{q \cdot \frac{E_{np}}{\rho_{np}}} \quad (7.55)$$

където:  $q = \frac{F_{bn}}{b_w}$ ;  $\frac{1}{\rho_{np}} = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2}$ , плюс е при външно зацепване, а минус при вътрешно зацепване.

$\rho_{np}$  - приведен радиус в зоната на контакта;

$$E_{np} - \text{приведен модул на линейна деформация } E_{np} = \frac{2E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2}.$$

Условието за контактна якост е  $\sigma_{Hmax} \leq [\sigma_{HP}]$ ,  
 $[\sigma_{HP}]$  - допустимо контактно напрежение, определя се в зависимост от условията на работа.

Радиусите на кривината на зъбните повърхнини за полюса на зацепването С са /виж фиг.7.42/

$$\rho_1 = \frac{d_{b1}}{2} \operatorname{tg} \alpha_w = \frac{d_1}{2} \sin \alpha_w ;$$

$$\rho_2 = \frac{d_{b2}}{2} \operatorname{tg} \alpha_w = \frac{d_2}{2} \sin \alpha_w ; (7.56)$$

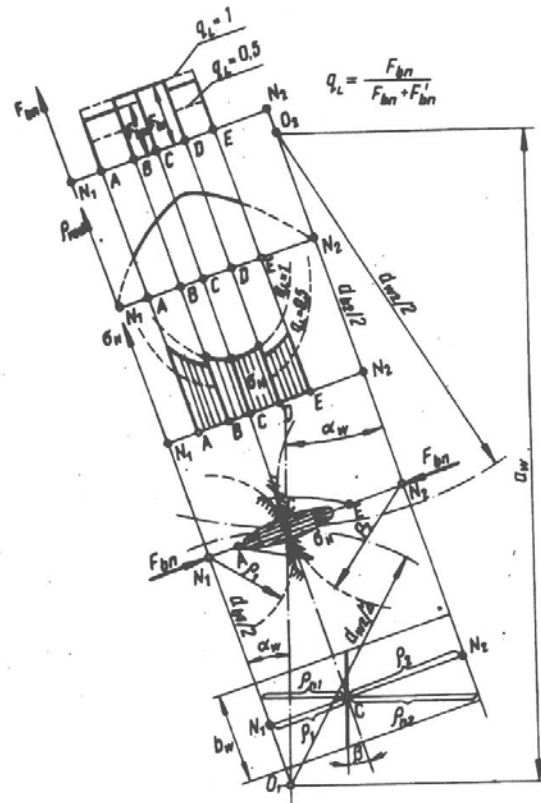
От  $U = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_{b2}}{d_{b1}}$  и

$$d_{b1} = d_1 \cos \alpha \quad \text{и} \quad (7.57) \quad \text{се}$$

получава

$$\frac{1}{\rho_{np}} = \frac{2 \cdot (1 + U)}{d_1 \cdot U} \frac{1}{\sin \alpha_w} \quad (7.58)$$

Ако колелата са с наклонени зъби / виж фиг.7.43 / приведеният радиус  $\rho_{np}$  се изразява чрез радиусите на кривина в нормално сечение



Фиг. 12.32. Изменение на приведения радиус на кривина, нормалната сила и контактното напрежение

Фиг.7.43. Изменение на приведения радиус на кривина, нормалната сила и контактното напрежение при зъбни колела с наклонени зъби

$$\rho_{n1} = \frac{\rho_1}{\cos \beta_b}, \quad \rho_{n2} = \frac{\rho_2}{\cos \beta_b}$$

Следователно

$$\frac{1}{\rho_{np}} = \frac{2 \cos \beta_b}{d_1 \cos \alpha_t \operatorname{tg} \alpha_{tw}} \frac{(U \pm 1)}{U} \quad (7.59)$$

където  $\alpha_{tw}$  е ъгълът между тангенциалната и нормалната компоненти в равнина перпендикулярна на оста на зъбното колело /виж фиг. 7.36, глава VII.т.7.9/.

Като се вземат под внимание горните зависимости и характера на натоварването контактното напрежение

$$\sigma_H = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\xi \cdot Z_\beta \cdot \sqrt{\frac{F_t}{b_w \cdot d_1} \frac{U \pm 1}{U}} K_H \quad (7.60)$$

Величините във формулите са:

1.  $Z_E = \sqrt{0,175 E_{np}}$  - коефициент, отчитащ свойствата на материалите.

$$2. Z_H = \frac{1}{\cos \alpha_t} \sqrt{\frac{2 \cos \beta_b}{\operatorname{tg} \alpha_{tw}}}$$

3.  $Z_\beta = \sqrt{\cos \beta}$  -коэффициент, отчитащ наклона на зъбите.

4.  $K_H$  -обобщен коэффициент на натоварването.

*Проверочно изчисляване* на предавката на контактна якост се осъществява от условието контактната якост  $\sigma_{Hmax} \leq [\sigma_{HP}]$ , където 
$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hlimb} Z_N}{S_{Hmin}}$$

$\sigma_{nlimb}$  - базова контактна якост на зъбите;

$S_{nmin}$  - минимално допустим коэффициент на сигурност при изчисляване на питинг;

$Z_N$  - коэффициент, отчитащ продължителността на работа на зъбното колело.