

# 1.КИНЕМАТИЧНО ИЗЧИСЛЕНИЕ НА СЪЕДИНИТЕЛЯ

## 1.Определяне на основните параметри на съединителя

### 1.1.Коефициент на запаса – $\beta = \frac{M_c}{Mg_{max}}$

-лек автомобил (1,3-1,75)

-товарен автомобил без р. (1,6-2,2)

-с.в. и т.а. с р. (2,00-2,5)

## 1.2.Параметри на фрикционните повърхности

### 1.2.1.Външен диаметър на водимия диск – $D = \sqrt[3]{\frac{Mg_{max} \cdot \beta}{\pi \cdot \rho_0 \cdot \mu \cdot i}}$ , m

където  $\rho_0=0,15-0,3$  МПа – относително налягане между триещите се повърхнини

$\mu=0,2-0,45$  – коефициент на триене

$i$  – брой триещи повърхнини

### 1.2.2.Вътрешен диаметър на водимия диск – $d=(0,45-0,65)D$ , m

-приема се  $\gamma = \frac{d}{D} = (0,45-0,65)$ , като малките стойности са за съединители без омекотители и гасители

### 1.2.3.Среден радиус на фрикционните накладки – $R_{cp} = \frac{R+r}{2}$ , m

където  $R$  – външен радиус на водимия диск, m

$r$  – вътрешен радиус на водимия диск, m

## 1.3.Относително налягане между триещите се повърхности - $\rho_0 = \frac{F\Sigma}{S1}$ , Pa

където  $F\Sigma = F_{пр} \cdot i_{пр} = \frac{Mg_{max} \cdot \beta}{\mu \cdot R_{cp} \cdot i}$  - силата на включвателните пружини, N

$S1 = \pi(R^2 - r^2 - z_n \cdot r_n^2)$  – площ на едната триеща повърхност на водимия диск, m<sup>2</sup>

$i_{пр}$  – брой на включвателните пружини

$i$  – брой на триещите се повърхнини

$z_n$  – брой на нитовете

$r_n$  – радиус на отвора на главата на нита във водимия диск, m

следователно  $\rho_0 = \frac{Mg_{max} \cdot \beta}{\mu \cdot R_{cp} \cdot i \cdot S1}$

## 1.4.Време за буксуване на съединителя - $t_\delta$

$$t_\delta = \frac{J_a \cdot J_g \cdot \omega_0}{J_g(Mg_{max} \cdot \beta - M\psi) - J_a \cdot Mg_{max}(1 - \beta)}, s$$

където :  $J_a = m_a \left( \frac{Rk}{(I_o \cdot I_k)} \right)^2$  - приведен инерционен момент на постъпателно движещите

се маси на колесната машина към оста на КВ, kg.m<sup>2</sup>

$\omega_0 = 0,75 \cdot \omega_p$  - ъглова скорост, при която започва включването на съединителя, rad/s

$J_d$  – инерционен момент на подвижните детайли на КММ на ДВГ и водещите детайли на съединителя, приведени към оста на КВ, kg.m<sup>2</sup>

$$M_{\psi} = \frac{Ga.Rk.\psi}{I_o.Ik} - \text{приведен момент от съпротивлението на пътя към оста на КВ ,}$$

N.m

$R_k$  – кинематичен радиус на колелото , m

$I_o$  – предавателно число на ГП

$I_k$  - предавателно число на ПК

$M_a$  – пълна маса на КМ , kg

$W_p$  – ъглова честота на КВ при  $P_{\max}$

$\Psi = f+I = f+tg\alpha$  - коефициент на съпротивление на пътя

$F$  – коефициент на съпротивление от търкаляне на колелата по усъвършенствано пътно покритие (0,014-0,02)

$I$  – наклон на пътя

$\alpha$  – наклон на пътя в grad

$$1.5. \text{Работа на буксуване} - A_6 = \int_0^{\tau} M_c(t)(W_{\partial\partial} - W_{nn})dt , \text{ N.m (J)}$$

където  $M_c(t)$  – триещ момент на съединителя,изменящ се във времето от 0 до  $M_{c_{\max}}$  при включен съединител , N.m

$W_{дв}$  и  $W_{пв}$  – ъгови честоти на въртене на задвижващите и задвижвани части на съединителя , rad/s

За практически изчисления на  $A_6$  може да биде използвана получената по

$$\text{експериментален път формула } A_6 = \frac{0,5.Ja.W_o.W_o.Mg \max}{Mg \max - M\psi}$$

$$1.6. \text{Температура на загряване на съединителя} - T_3 = \frac{\psi.A_6}{Mg.C} , \text{ } ^\circ\text{C}$$

където :  $\psi$  – дял топлина,приемана от изчислявания детайл (0,5 за притискателен диск на едnodисков съединител и вътрешен притискателен диск на двудисков съединител ; 0,25 е за външен притискателен диск на двудисков съединител)

$Mg$  – маса на съответния притискателен диск , kg

$C=481,5$  , J/kg.  $^\circ\text{C}$  - относителна масова топлоемкост на мат-ла на съответния диск за чугун и стомана

- може да се ползва и относителната работа на буксуване  $a_0 = A_6/S_1$  , N/m (J/m<sup>2</sup>)

- при потегляне на машината и  $\psi=0,1$  стойностите за  $a_0$  са в границите:

-  $a_0=(1,96-2,45) \cdot 10^6$  N/m (J/m<sup>2</sup>) за едnodискови съединители

-  $a_0=(1,47-1,67) \cdot 10^6$  N/m (J/m<sup>2</sup>) за двудискови съединители

## II. ДИНАМИЧНО ИЗЧИСЛЕНИЕ НА СЪЕДИНИТЕЛЯ

1.Определяне МАХ въртящ момент,който може да предава съединителя без приплъзване -  $M_c = Mg_{\max} \cdot \beta$  , N.m

$$2. \text{Определяне сумарната притискателна сила в съединителя } F_{\Sigma} = \frac{2.M_c}{(R+r)\mu.i} , \text{ N}$$

- за фрикционни съединители с периферно разположени пружини  $F_{\Sigma} = F_{пр} \cdot i_{пр}$  , N

където :  $F_{пр}$  – работно усилие на една пружина , N

$i_{пр}$  – брой на включвателните пружини

- за съединители с една централна пружина  $F_{\Sigma} = F_{\text{пр}} \cdot i_{\text{л}}$ , N ; където  $i_{\text{л}}$  – предавателно число на лостовете за притискане

### 3. Определяне на силата, прилагана от водача за изключване на съединителя $F_{\text{в}}$

$$F_{\text{в}} = \frac{F_{\Sigma}}{i_{\text{л}} \cdot \eta_{\text{п}}}, \text{ N ; където :}$$

$i_{\text{л}}$  – предавателно число на привода за управление на съединителя

$\eta_{\text{п}}$  – КПД на привода за управление на съединителя (0,8-0,9 при механично и 0,9-0,95 при хидравлично задвижване)

Стойностите на  $F_{\text{в}}$  за леки автомобили са 90-150 N , а за товарни автомобили 200 N

## III. ЯКОСТЕН РАЗЧЕТ НА СЪЕДИНИТЕЛЯ

### 1. Изчисление на водещите дискове

Радиалните размери на дисковете се избират въз основа на размерите на фрикционните накладки и маховика, тяхната дебелина се приема 4,5-6% от D и след това се уточняват по резултатите от топлинния разчет на съединителя. Водещият диск се изчислява на смачкване по елементите, съединяващи го с маховика :

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{\gamma \cdot M_c}{R_{\text{ср}} \cdot Z_{\text{вд}} \cdot i \cdot S_1} \leq (\sigma_{\text{см}}) = 10-15 \text{ MPa} , \text{ където } Z_{\text{вд}} - \text{брой на водещите дискове}$$

### 2. Изчисление на водимите дискове

#### 2.1. Изчисление на шлицовото съединение на главината

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{\gamma \cdot M_c}{R_{\text{ср}} \cdot Z_{\text{вд}} \cdot Z_{\text{н}} \cdot d_{\text{н}} \cdot b_{\text{н}}} \leq (\sigma_{\text{см}}) = 20-30 \text{ MPa}$$

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{48 \cdot M_c}{R_{\text{ср}} \cdot Z_{\text{вд}} \cdot Z_{\text{н}} \cdot Z_{\text{н}} \cdot d_{\text{н}} \cdot \pi \cdot d_{\text{н}}} \leq (\tau_{\text{ср}}) = 15-20 \text{ MPa} , \text{ където :}$$

$Z_{\text{вд}}$  – брой водими дискове

$d_{\text{н}}$  – диаметър на нита , m

$b_{\text{н}}$  – дебелина на нита , m

### 3. Изчисление на включвателните пружини

$$\tau_{\text{ус}} = k \frac{8 \cdot D_{\text{ср}} \cdot F_{\text{пр}}}{\pi \cdot d^3} \leq (\tau_{\text{ус}}) = 700-900 \text{ MPa} , \text{ където :}$$

k – коефициент, зависещ от отношението  $C = D_{\text{ср}}/d$

C	3	4	5	6	7	8	9	10
K	1,58	1,4	1,31	1,25	1,21	1,18	1,16	1,14

$D_{\text{ср}}$  – среден диаметър на пружината , m

d – диаметър на тела на пружината , m

$F_{\text{пр}}^1$  – сила, действаща на една пружина , m

$F_{\text{пр}}^1 = F_{\text{пр}} + F_{\text{доп}} = F_{\Sigma} / Z + F_{\text{доп}}$ , N , където :

$F_{\text{пр}}$  – сила на предварително натягане на пружината при монтажа , N

$F_{\text{доп}}$  – сила от допълн. свиване на пружината в процес на изкл. на съединителя , N

-За периферно разположени цилиндрични пружини  $F_{\text{пр}}^1 = (1,1-1,2) \cdot F_{\text{пр}}$ , N , където :

$F_{\text{пр}} = 600-700 \text{ N}$  за леки и товарни автомобили, а за тези с голяма товарносимост

$F_{\text{пр}} = 1000 \text{ N}$

-При периферно разполагане броя на пружините е кратен на изключвателните лостове, като MIN им брой е 3. В практиката съобразно стойността на D на водимия диск броя на пружините е:

D,m	До 0,2	0,2-0,28	0,28-0,3
Z	3-6	6-12	12-18

Външния диаметър на цилиндричните периферно разположени пружини е 0,027-0,035m , а d=0,0025-0,0045m при работни витки 7-8. При съединители с омекотител и гасител се приема предварително натягане на пружините му със сила

$$F_{\text{пр ом}} = \frac{(0,35 - 0,4)Mg \max}{R_{\text{ср ом}} \cdot Z}, \text{ N}; \text{ силите им при MAX свиване достигат}$$

$$F_{\text{пр ом}}^1 = \frac{Mc}{R_{\text{ср ом}} \cdot Z}, \text{ N}, \text{ където:}$$

$R_{\text{ср ом}}$  – среден радиус на разполагане на пружините на омекотителя , m

#### 4.Изчисление на изключвателните лостове

$$\sigma_{\text{ог}} = \frac{F \Sigma X \cdot A}{Z_{\text{л}} \cdot C \cdot W_{\text{ог}}} \leq (\sigma_{\text{ог}}) = 140-160 \text{ MPa}, \text{ където:}$$

$Z_{\text{л}}$  – брой изключвателни лостове

$W_{\text{ог}}$  – съпротивителен момент на огъване в опасното сечение , m<sup>3</sup>

#### 5.Изчисление на аксиалния лагер

Динамическата товароносимост на аксиалния лагер се определя от израза:

$$C = Q^m \sqrt{L}, \text{ N}, \text{ където:}$$

Q – еквивалентно натоварване на лагера , N

L – дълготрайност на лагера , h

m – коефициент, зависещ от типа на лагера