

Vysoká škola strojní a textilní Liberec  
nositelka Řádu práce

Fakulta strojní

Katedra obrábění a montáže

obor 23-20-8 stroje a zařízení pro stroj.výrobu  
zaměření jednorúčelové a montážní stroje

PEVNOSTNÍ VÝPOČET LOŽISEK POUTNICE PRO  
VTŽ CHOMUTOV

---

KOM - OS - 094

Libor STEFAN

Vedoucí práce: Ing. Oldřich Musil - VŠST Liberec  
Konzultant: Ing. Mil. Vomáčka - VTŽ Chomutov

Počet stran .....50  
Počet příloh a tabulek .....1+7  
Počet obrázků .....36  
Počet výkresů ...../.....  
Počet modelů nebo jiných příloh .../.....

Datum: 24.5.1985

Vysoká škola: strojná a textilní Fakulta: strojná

Katedra: obrábění a montáže Školní rok: 1984/85

## ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

pro obor obrábění a montáže

obor 23 - dílny stroje a zařízení pro stroj. výrobu

Vedoucí katedry Vám ve smyslu nařízení vlády ČSSR č. 90/1980 Sb., o státních závěrečných zkouškách a státních rigorózních zkouškách, určuje tuto diplomovou práci:

Název tématu: Teplotní výpočet teplotní deformace pro VM. V. 000100

### Zásady pro vypracování:

1. Seznámení s úkolem
2. Stanovit zařízení valivých ložisek dynamickými silami sehnání a tvářecími silami
3. Úpočítat teoret. sívalnost ložisek a provést porovnání se skutečností
4. Provést teoretický návrh úpravy valivých ložisek s výpočty včetně výpočty

**VYSOKÁ ŠKOLA STROJNÁ A TEXTILNÍ**  
Ústřední knihovna  
**LIBEREC 1, STUDENTSKÁ 1**  
**PSČ 461 17**

Rozsah grafických prací: 116 kreseb

Rozsah průvodní zprávy: 20-26 stran

Seznam odborné literatury:

- Šrejtr Jos.: Technické mechanika III.  
Brát, Vl.: Základy dynamiky strojů a konstrukcí  
Brát, Vl.: Dynamika  
Vina, J.: Kluzná ložiska  
Palagren, A.: Základy techniky val. ložisek  
Fröhlich, J.: Technika uložení s val. ložisky  
Olehla, M., Tišer, J.: Praktické použití fortgradu

Vedoucí diplomové práce:

Ing. Oldřich Musil

konzultant:

Ing. Mil. Vondrák - VTŽ, np. Čáslav

Datum zadání diplomové práce: 15. 10. 1984

Termín odevzdání diplomové práce: 24. 5. 1985

L.S.

Doc. Ing. Jaromír Bazda, Ing.

Vedoucí katedry

Doc. RNDr. Bohuslav Stráž, DrSc.

Děkan

Liberec

20.9.

19 84

Rozsah grafických prací: dle potřeby

Rozsah průvodní zprávy: 30-50 stran

Seznam odborné literatury:

Šrejtr Jos.: Technická mechanika III.

Brát Vl.: Základy dynamiky strojů a konstrukcí

Brát, Vl.: Dynamika

Vině, J.: Kluzná ložiska

Palagren, A.: Základy techniky val. ložisek

Fröhlich, J.: Technika uložení s val. ložisky

Olehlá, M., Tišer, J.: Praktické použití fortiranu

Vedoucí diplomové práce: Ing. Oldřich Musil

konzultant: Ing. Mil. Vomáčka - VTŽ, m. Chomutov

Datum zadání diplomové práce: 15. 10. 1984

Termín odevzdání diplomové práce: 24. 5. 1985

L. S.

Doc. Ing. Jaromír Gazda, CSc.

Vedoucí katedry

Doc. RNDr. Bohoslav Striž, CSc.

Děkan

V Liberci dne 20. 9. 1984

Místopřísežně prohlašuji, že jsem diplomovou práci  
vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury.

V Liberci, 24.5.1985

*Liln Stefan*

## OBSAH

Přehled použitých značek a symbolů.....	2
1.0.Úvod.....	5
2.0.Válcování na poutnických stolicích.....	6
2.1.Válcování trub zastudena.....	6
2.2.Síly při válcování.....	8
3.0.Dynamické řešení poutnické stolice.....	13
3.1.Kinematické řešení poutnice.....	14
3.2.Redukce hmotnosti ojníc do tří bodů.....	18
3.3.Uvolňování mechanismu.....	19
4.0.Pevnostní výpočet valivých ložisek.....	29
4.1.Základní pojmy.....	29
4.2.Výpočet ložisek.....	29
5.0.Program pro výpočet zatížení ložisek.....	33
5.1.Struktura programu.....	33
5.2.Zadávání dat.....	34
5.3.Číselné hodnoty jednotlivých veličin.....	34
5.4.Výstup hodnot.....	37
5.5.Grafické zpracování vypočtených hodnot.....	37
6.0.Teoretický návrh kluzných ložisek.....	47
7.0.Závěr.....	49
Použitá literatura.....	50

Seznam příloh: Vypis programu

## Seznam použitých značek a symbolů

$a$ .....	vyosení válč. síly $F_p$	/m/
$a_1, a_2$ .....	rozměry válč. osy	/m/
$a_C, a_{Dx}, a_{Dy}, a_{Ex}, a_{Ey}, a_{Hx}, a_{Hy}, a_P, a_{Rx}, a_{Ry}$ .....	zrychlení jednotlivých bodů	/m $\bar{s}^2$ /
$b_1, b_2, b_3, b_4, b_7$ .....	rozměry vozíku	/m/
$C$ .....	zákl.dynam.únosnost ložiska	/N/
$c_1, c_2$ .....	rozměry klikového hřídele	/m/
$D_0, D_1, d_0, d_1$ .....	průměry válč. trubky	/m/
$D_C, D_{Dx}, D_{Dy}, D_{Ex}, D_{Ey}, D_{Hx}, D_{Hy}, D_P, D_{Rx}, D_{Ry}, D_2, D_3, D_4, D_8$	setrv.síly red.hmotností bodů a členů	/N/
$e$ .....	excentricita klikového mechanismu	/m/
$F_p$ .....	válcovací síla	/N/
$F_{pM}$ .....	" " maximální	/N/
$F_s$ .....	ekvivalentní síla	/N/
$F_{O2}, F_{O3}$ .....	síly na ozub.kolech na válč. osách	/N/
$f_1$ .....	koef.tření mezi válcem a trubkou	
$g$ .....	zemské zrychlení	/m $\bar{s}^2$ /
$G_C, G_D, G_E, G_H, G_P, G_R, G_2, G_3, G_4, G_6, G_8$ .....	tíhy hmotností jednotlivých bodů a členů	/N/
$I_{T5}, I_{T7}$ ...	momenty setrvačnosti ojníc	/kgm $^2$ /
$I_{V2}, I_{V3}$ ...	" " válců	/kgm $^2$ /
$L$ .....	zákl.trvanlivost ložiska	/10 $^6$ ot/
$L_h$ .....	" " "	/hod/
$L_{hs}$ .....	" " "	pro daný soubor /hod/
$L_p$ .....	délka pracovního pásma	/m/
$l_D, l_H, l_5, l_7$ .....	rozměry ojníc	/m/

$m_C, m_D, m_E, m_H, m_P, m_R, m_2, m_3, m_4, m_5, m_6, m_7, m_8 \dots$   
 redukované hmotnosti bodů a členů /kg/

$m_V \dots$  hmotnost vyrovnávacího závaží na klik.hřídeli /kg/

$M_{6x}, M_{6y} \dots$  ohyb. momenty v klik. hřídeli /Nm/

$N_4, N_8 \dots$  normální reakce daných členů /N/

$O_6 \dots$  odstředivá síla na klik. hřídeli /N/

$p \dots$  exponent při výpočtu trvanlivosti ložiska

$P \dots$  ekvivalentní zatížení /N/

$P_S \dots$  " " pro daný soubor /N/

$q_d \dots$  koef. přídavných dynamických sil

$R_{A1x}, R_{A1y}, R_{A2x}, R_{A2y}, R_{B1x}, R_{B1y}, R_{B2x}, R_{B2y}, R_{Cx}, R_{Cy},$   
 $R_{Fx}, R_{Fy}, R_{Gx}, R_{Gy}, R_{Px}, R_{Py}, R_{Rx}, R_{Ry} \dots$   
 reakce v daných bodech /N/

$R_m \dots$  mez pevnosti materiálu trubky /Pa/

$r_v \dots$  poloměr válce /m/

$r_o \dots$  roztečný poloměr ozub. kola na válč. ose /m/

$r_6 \dots$  poloměr zalomení kliky /m/

$s \dots$  posuv trubky /m/zd/

$t_o, t_1 \dots$  tloušťky stěn trubky /m/

$T_2, T_4, T_8 \dots$  třecí síly na daných členech /N/

$v_C, v_{Dx}, v_{Dy}, v_{Ex}, v_{Ey}, v_{Hx}, v_{Hy}, v_P, v_{Rx}, v_{Ry} \dots$   
 rychlosti v daných bodech /m $\bar{s}^{-1}$ /

$\varphi_{Rx} \dots$  souč. redukce tloušťky stěny

$\varphi_5, \varphi_6, \varphi_7 \dots$  natočení daných členů /rad/

$\varepsilon_{2,3} \dots$  úhlové zrychlení válců / $\bar{s}^2$ /

$\lambda_p \dots$  celkové prodloužení

$\lambda_x \dots$  prodloužení v místě x

$\rho_s \dots$  střední poloměr válců /m/



$\varphi_{2,3}$  ..... natočení válců /rad/  
 $\omega_{2,3}$  ..... úhlová rychlost válců /s<sup>-1</sup>/  
 $\omega_6$  ..... " " klik. hřídele /s<sup>-1</sup>/

## 1.0. ÚVOD

Významným konstrukčním prvkem při stavbě chemických a energetických zařízení, zejména v jaderné energetice, je bezešvá ocelová trubka z austenitické nerezavějící oceli. Takové trubky vyrábějí Válcovny trub a železárny, NP, Chomutov.

Mezi nejdůležitější operace patří válcování trubek zastudena. Poutnické stolice pro válcování jsou dováženy ze zahraničí/Demag-Meer, NSR/.

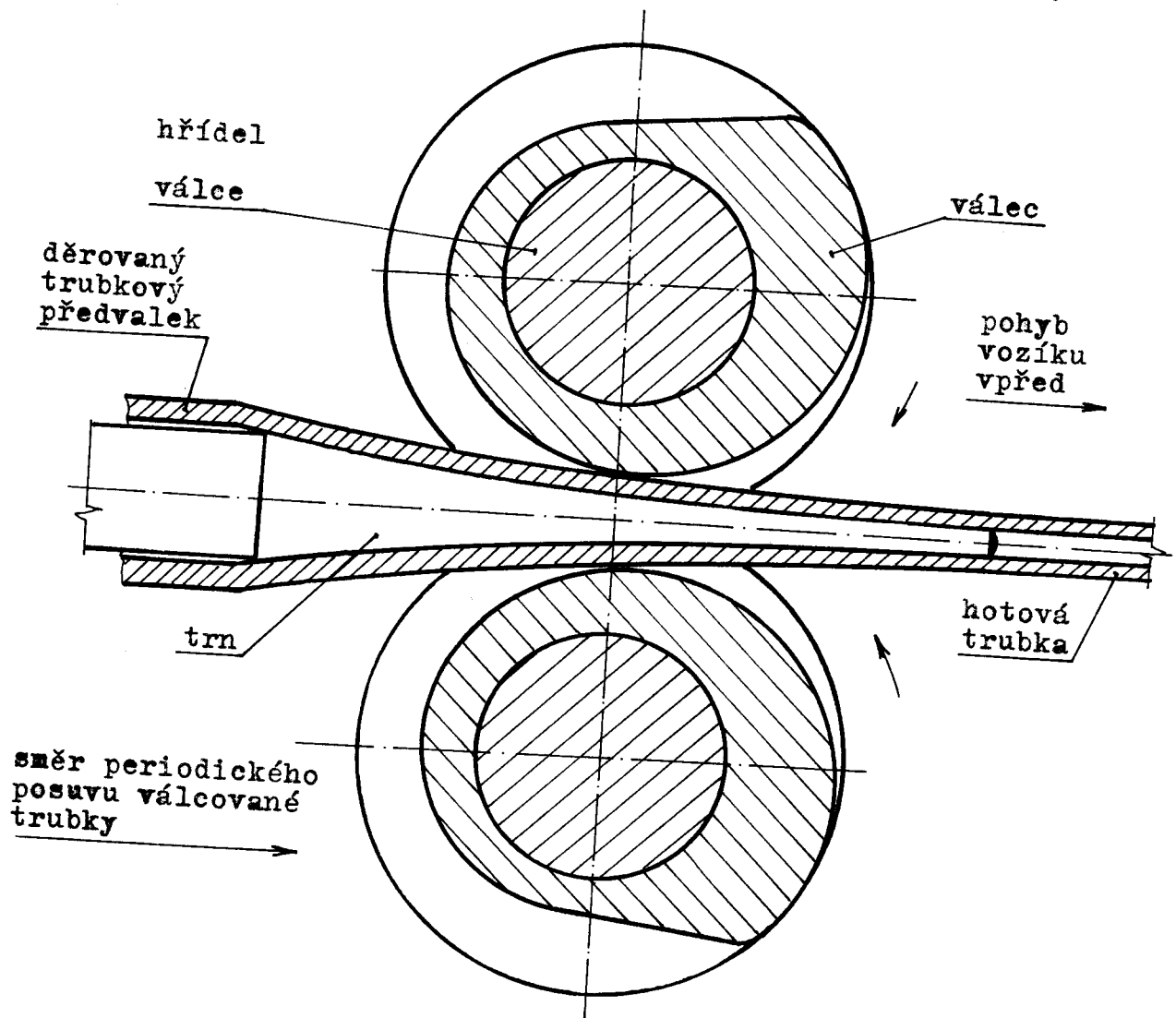
Z mechanického hlediska se vyskytují potíže se životností ložisek u těchto poutnic. Cílem této diplomové práce je provést pevnostní výpočet ložisek, určit závislost mezi zatížením ložisek a parametry válcovacího procesu, kontrolovat získané výsledky se skutečně dosahovanou životností ložisek a provést teoretický návrh valivých ložisek kluznými.

Získanými výsledky se přispěje k posouzení možnosti náhrady stávajících ložisek z dovozu, zároveň se získá i lepší představa o vzájemné souvislosti technologických parametrů při válcování zastudena se zatížením jednotlivých ložisek.

## 2.0. VÁLCOVÁNÍ NA POUTNICKÝCH STOLICÍCH

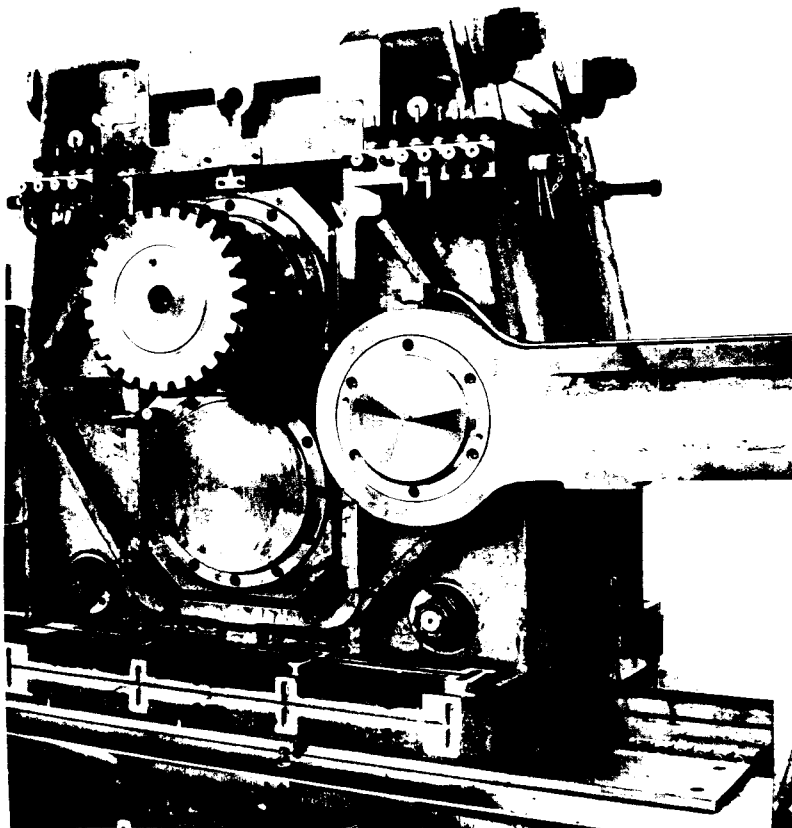
### 2.1. Válcování trub zastudena

Trubkový polotovár, který je získán tvářením zatepla nebo zastudena, je při válcování periodicky tvářen tak, že válce se speciální kalibrací naválcovávají polotovár na trn, za současné redukce průměru i tloušťky stěny polotovaru.



Obr.1 Schema válcování trub zastudena  
Pohyb válcovacího vozíku, ve kterém je otočně uložen pár válců, je odvozen od pohybu ojnice a klikového hřídele. Otáčení válců

ve válcovacím vozíku je vyvoláno odvalováním pastorku/nasazeného na ose válce/ po ozubeném hřebenu. V zadní krajní poloze vozíku, kdy válce nejsou ve styku s trubkou, dochází k natočení trubky i s trnem kolem podélné osy o určitý úhel a k posunu trubky do záběru. Celý proces se periodicky opakuje.



Obr.2 Válnocovací vozík

Na obr.3 je znázorněn tvar válcovacího trnu, tvar tvářené trubky a rozvinutý tvar kalibrace válců. Na tomto obrázku značí  $D_0, d_0$  a  $t_0$  rozměry polotovaru,  $D_1, d_1$  a  $t_1$  rozměry vyválcované trubky,  $L_p$  je délka pracovního pásma,  $L_i$  je vůle mezi trnem a vnitřním průměrem polotovaru v místě  $x=L_p$ ,  $L_a$  je vůle mezi vnějším průměrem polotovaru a průměrem kalibrace válců v místě  $x=L_p$ .

Prodloužení  $\lambda_x$  tvářené trubky v místě  $x$  je určeno vztahem

$$\lambda_x = \frac{A_0}{A_x} \quad (1)$$

kde  $A_0$  je plocha válcované trubky v místě  $x=L_p$  a

$A_x$

"

$x$ .

Po úpravě získáme

$$\lambda_x = \frac{t_0 (D_0 - t_0)}{t_x (D_x - t_x)} \quad (1a)$$

Celkové prodloužení  $\lambda_p$  je

$$\lambda_p = \frac{t_0 (D_0 - t_0)}{t_1 (D_1 - t_1)} \quad (1b)$$

Součinitel redukce tloušťky stěny  $\mu_{Rx}$  je určen vztahem

$$\mu_{Rx} = \frac{t_x}{t_0} \quad (1c)$$

Při válcování trubek zastudena dochází nejprve v pracovním pásmu jen k redukování vnějšího průměru polotovaru, přičemž nepatrně vzroste tloušťka stěny polotovaru  $t_0$ . Po dosednutí vnitřního povrchu polotovaru na trn nastane redukce tloušťky stěny za současné redukce průměru.

Tvar kalibrace při válcování trubek zastudena bývá nejčastěji spojitá křivka válce i trnu.

## 2.2. Síly při válcování

### A. Vertikální válcovací síla - maximální

Dle Ševakina se vertikální válcovací síla vypočítá ze vzorce

$$F_p = 1,42 \cdot R_m \cdot (D_0 + D_1) \cdot \sqrt{s \cdot \lambda_p \cdot (t_0 - t_1) \cdot \rho_s / L_p} \quad (2)$$

kde  $R_m$  /Pa/ - mez pevnosti materiálu trubky při 50% deformaci

$D_0, D_1$  /m/ - průměry

$s$  /m/ - posuv polotovaru

$t_0, t_1$  /m/ - tloušťky stěn

$\lambda_p$  - celkové prodloužení

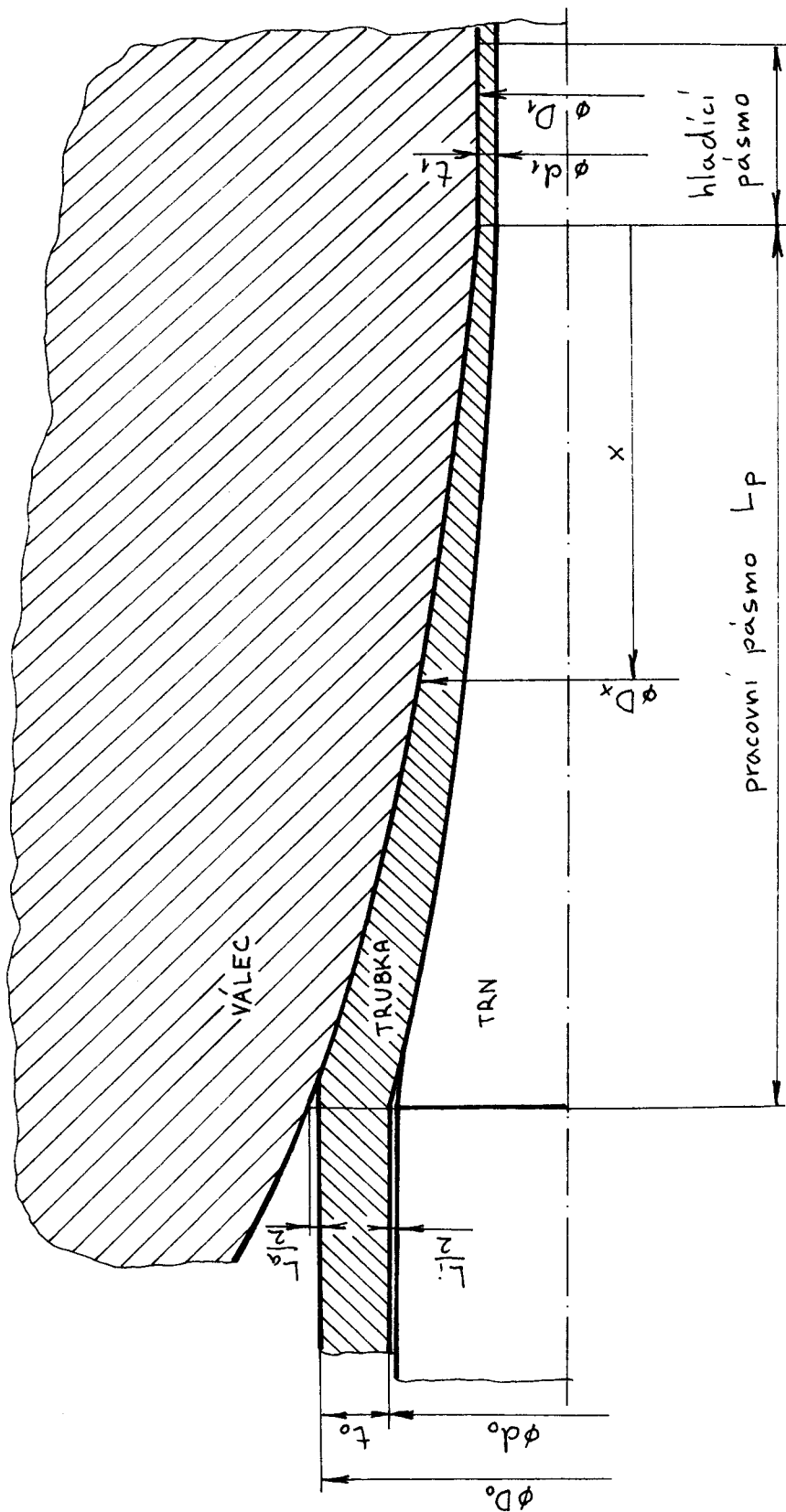
$\rho_s$  /m/ - střední poloměr válce

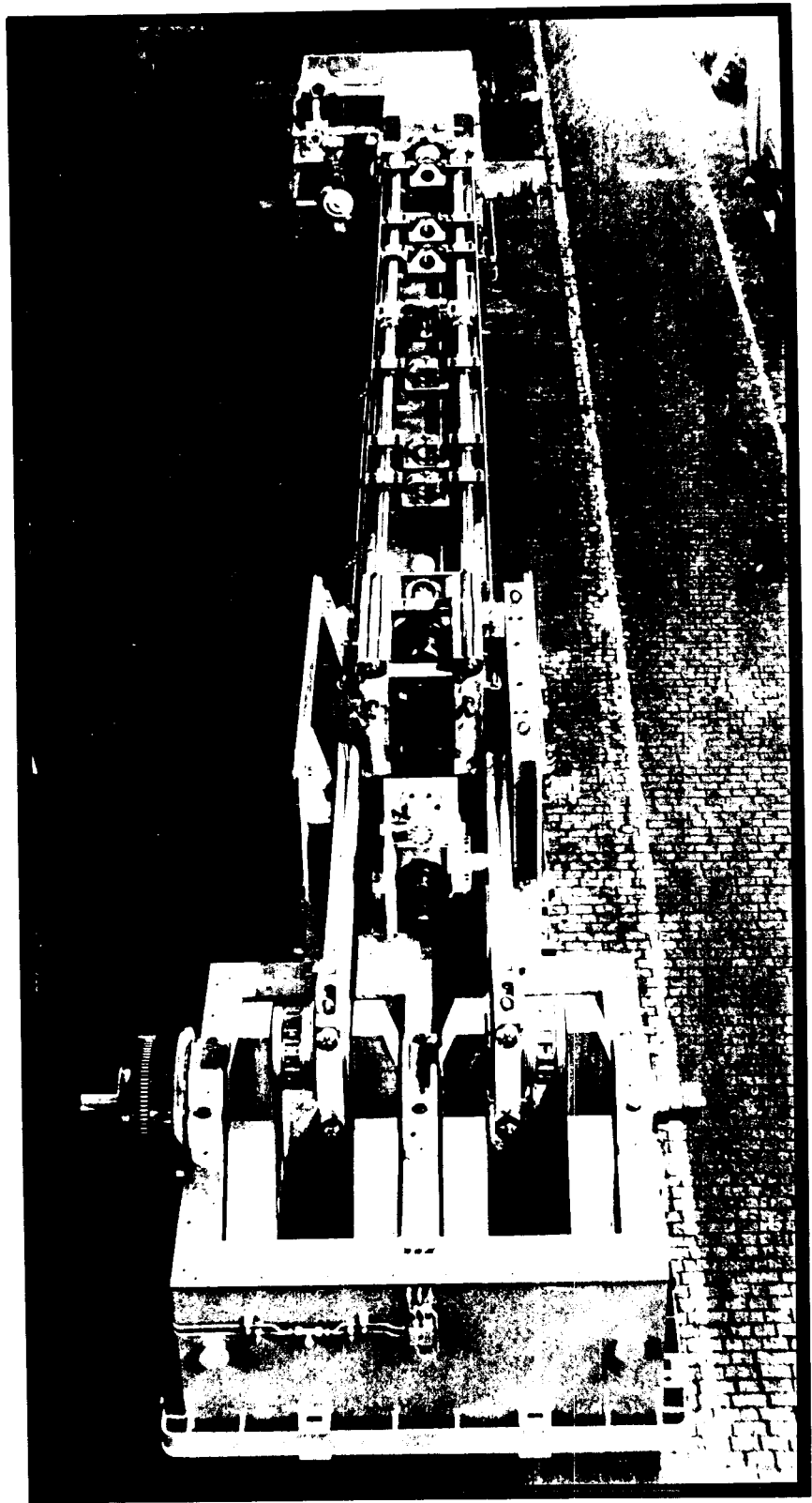
kde  $\rho_s = \rho_0 - 0,5 (D_0/2 - D_1/2)$  (2a)

$\rho_0$  /m/ - poloměr boku kalibku

Tato vertikální síla je vyosená, tím dochází k odvalování válců po trubce.

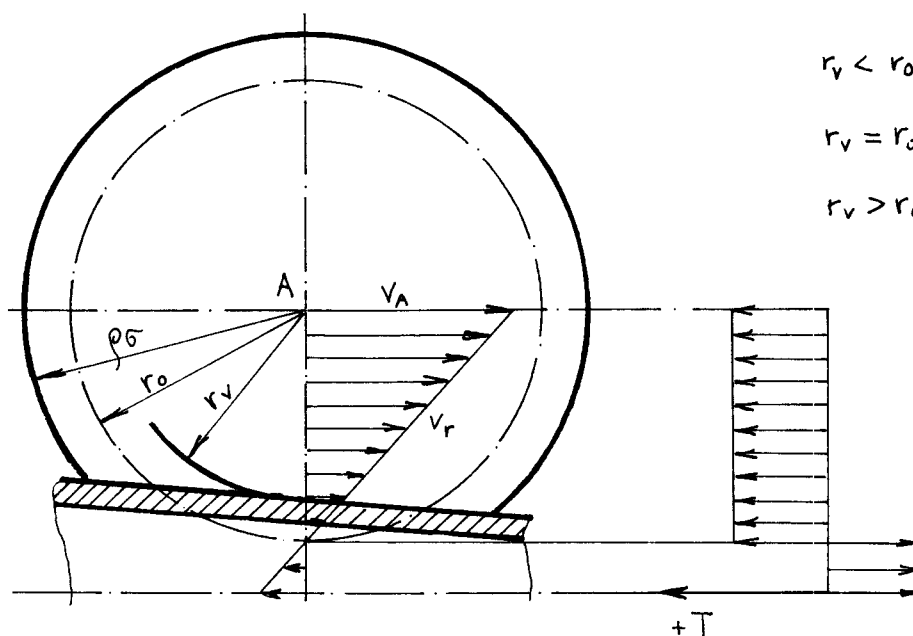
Obr.3 Rozvinutý tvar kalibrace





### B. Třecí síla mezi válcem a trubkou

Tato třecí síla vzniká při klouzání válců po trubce. Axiální složka vektoru relativní rychlosti  $v_x$  válců pro bod doteku válců s trubkou má velikost dle obr.5 na němž je zároveň orientace třecích sil. Při válcování trubek z austenitických nerezavějících ocelí bývá  $f_1=0,1-0,2$ /pro výpočet nejméně příznivý případ  $f_1=0,2$ /.



$$\begin{aligned} r_v < r_o & T = F_p \cdot f_1 \\ r_v = r_o & T = 0 \quad (3) \\ r_v > r_o & T = -F_p \cdot f_1 \end{aligned}$$

Obr.5 Velikost relativní rychlosti  $v_p$  a orientace třecí síly T

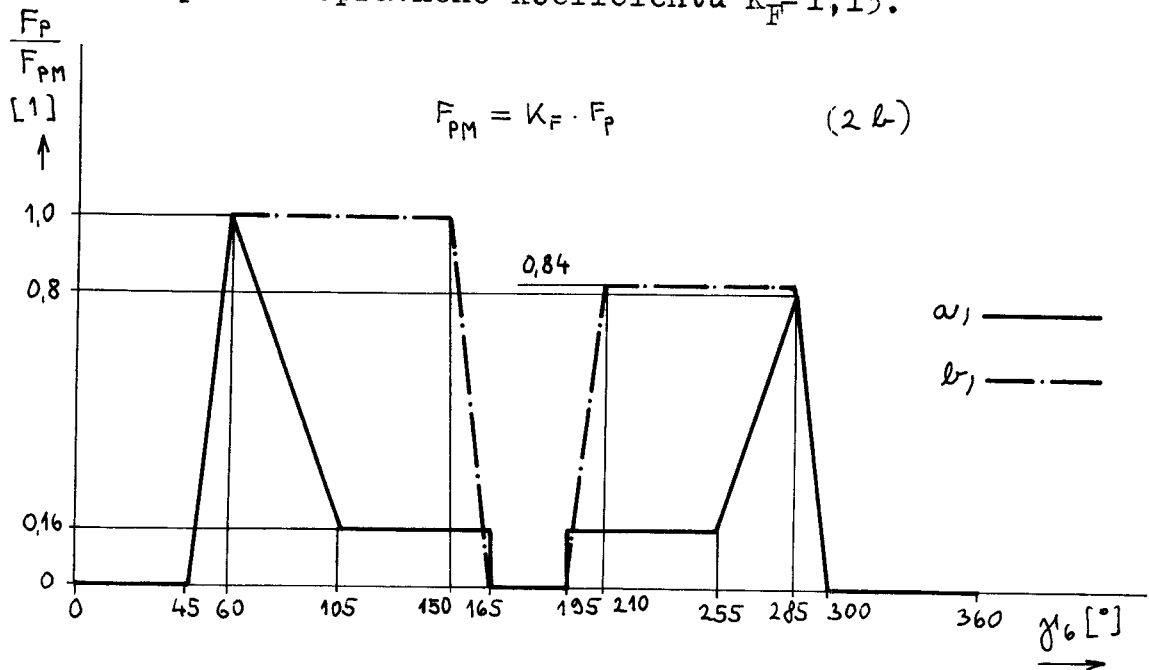
### C. Průběh vertikální válcovací síly v závislosti na úhlu pootočení kliky

Průběh síly  $F_p$  byl stanoven z měření na PZS 125 VMR, které provedl Výzkumný ústav tvářecích strojů, Brno. Měření proběhlo při válcování trubky  $133 \times 16 \rightarrow 108 \times 10$  / $\lambda = 1,9$ ,  $\psi_t = 37,7\%$ / s parametry 100 zd/min, 8 mm/zd a byla naměřena  $F_{pmax} = 2,6 \text{ MN}$ . Výpočtem ze vzorce /2/ byla stanovena hodnota  $F_p = 2,3 \text{ MN}$ . Chyba výpočtu činí

$$\Delta_{F_p} = \frac{F_{pmax} - F_p}{F_p} = \frac{2,6 - 2,3}{2,3} = 0,13$$



Na základě této chyby byla provedena korekce vztahu /2/ pro výpočet pomocí opravného koeficientu  $K_F=1,13$ .

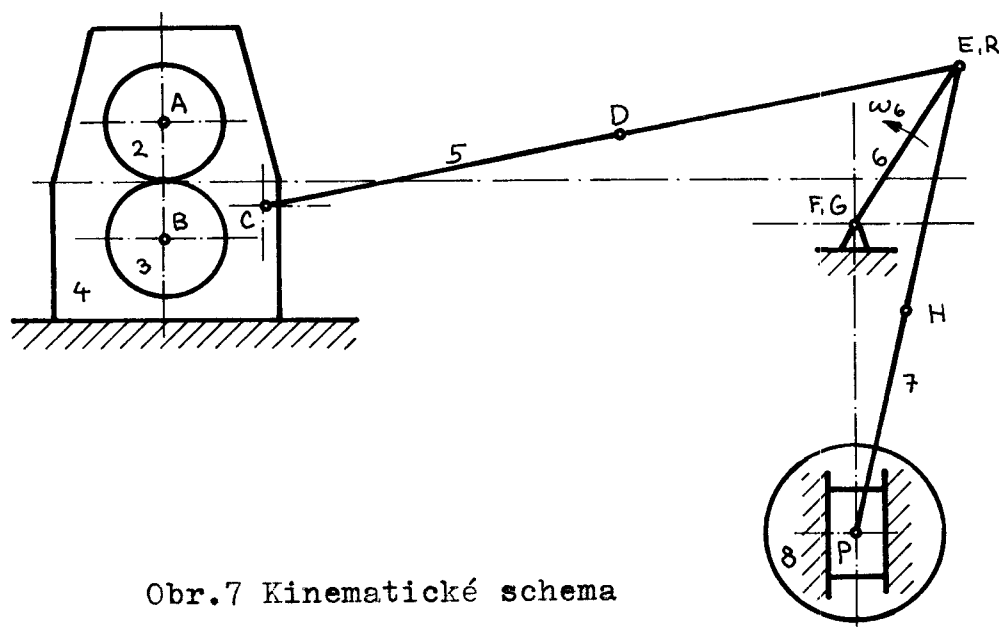


Obr.6 Průběh síly  $F_p$  pro výpočet

Průběh síly a/ je volen dle lit./9/ a průběh b/ dle lit./4/.

### 3.0. DYNAMICKÉ ŘEŠENÍ POUTNICKÉ STOLICE

Stroj se skládá z excentrického klikového mechanismu pohánějícího vozík a klikového mechanismu, na kterém je umístěno vyrovnávací závaží. Úhlovou rychlost kliky považujeme za konstantní, neboť její měření vykazovalo velmi malé odchylky od střední hodnoty.

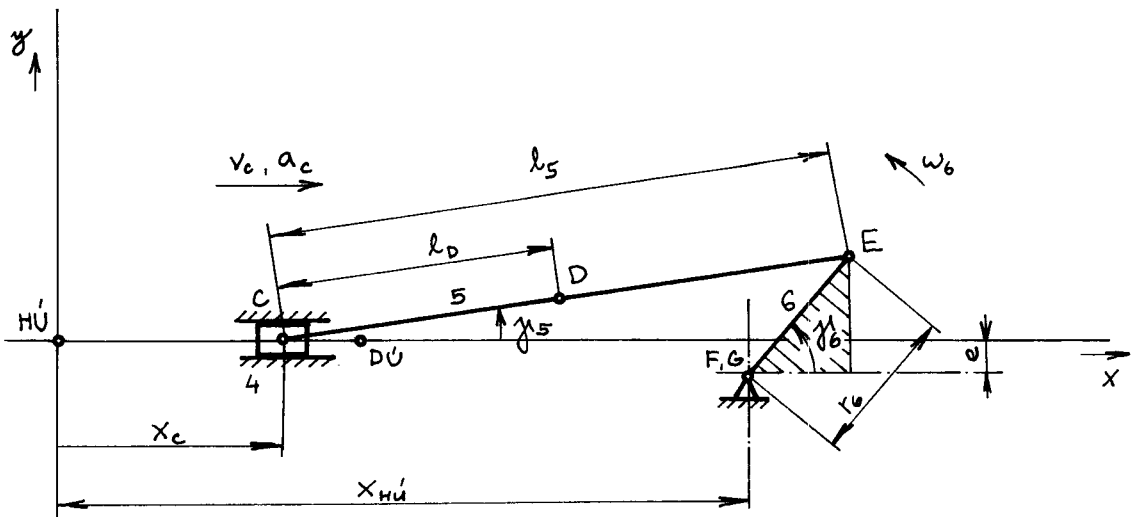


Obr.7 Kinematické schéma  
poutnické stolice

- kde 1 - rám stroje  
2,3 - tvářecí válce  
4 - válcovací vozík  
5 - ojnice vozíku  
6 - klikový hřídel  
7 - ojnice vyrovnávacího závaží  
8 - vyrovnávací závaží

### 3.1. Kinematické řešení poutnické stoličky

#### Výpočet parametrů bodů C, D, E



Obr.8 Excentrický klikový mechanismus vozíku

Vzdálenost HÚ od osy rotace kliky

$$x_{HÚ} = \sqrt{(l_5 + r_6)^2 - e^2} \quad (4)$$

Pro úhly  $\gamma_5$  a  $\gamma_6$  platí

$$l_5 \cdot \sin \gamma_5 = r_6 \cdot \sin \gamma_6 - e \quad (5)$$

z toho plyne

$$\sin \gamma_5 = \frac{r_6}{l_5} \cdot \sin \gamma_6 - \frac{e}{l_5} \quad (5a)$$

Dosadíme-li

$$K_1 = \frac{r_6}{l_5}, \quad K_2 = \frac{e}{l_5} \quad (5b), (5c)$$

dostáváme  $\sin \gamma_5 = K_1 \cdot \sin \gamma_6 - K_2 \quad (6a)$

$$\cos \gamma_5 = \sqrt{1 - (K_1 \cdot \sin \gamma_6 - K_2)^2} \quad (6b)$$

Označíme-li  $z = (K_1 \cdot \sin \gamma_6 - K_2)^2$

můžeme psát pro funkci  $f(z) = \sqrt{1 - z^2}$

Maclaurinovu řadu

$$F(z) = f(0) + \frac{f'(0)}{1!} z + \frac{f''(0)}{2!} z^2 + \dots$$

z níž použijeme první dva členy:

$$\cos \gamma_5 = 1 - \frac{1}{2} (K_1 \cdot \sin \gamma_6 - K_2)^2 \quad (7)$$

Souřadnici bodu C vypočteme

$$x_C = x_{H\dot{U}} + r_6 \cdot \cos \gamma_6 - l_5 \cdot \cos \gamma_5 \quad (8)$$

po dosazení /7/:

$$x_C = x_{H\dot{U}} + r_6 \cdot \cos \gamma_6 - l_5 \left[ 1 - (K_1 \cdot \sin \gamma_6 - K_2)^2 \cdot \frac{1}{2} \right] \quad (8a)$$

Rychlost bodu C dostaneme:

$$v_C = \frac{\partial x_C}{\partial t} = -r_6 \cdot \omega_6 \cdot \sin \gamma_6 + l_5 \cdot (K_1 \cdot \sin \gamma_6 - K_2) \cdot K_1 \cdot \omega_6 \cdot \cos \gamma_6 \quad (9)$$

Zrychlení bodu C vypočítáme:

$$a_C = \frac{\partial v_C}{\partial t} = -r_6 \cdot \omega_6^2 \cdot \cos \gamma_6 + l_5 \omega_6^2 \cdot \left[ K_1^2 \cdot \cos^2 \gamma_6 - K_1 (K_1 \sin \gamma_6 - K_2) \sin \gamma_6 \right] \quad (10)$$

Souřadnici bodu D vypočítáme:

$$x_D = x_C + l_D \cdot \cos \gamma_5 \quad (11a)$$

$$\gamma_D = l_D \cdot \sin \gamma_5 \quad (11b)$$

Po dosazení /6a/ a /7/:

$$x_D = x_C + l_D \cdot \left[ 1 - \frac{1}{2} (K_1 \sin \gamma_6 - K_2)^2 \right] \quad (12a)$$

$$\gamma_D = l_D \cdot (K_1 \sin \gamma_6 - K_2) \quad (12b)$$

Rychlost bodu D získáme:

$$v_{Dx} = \frac{\partial x_D}{\partial t} = v_C - l_D (K_1 \sin \gamma_6 - K_2) K_1 \cdot \omega_6 \cdot \cos \gamma_6 \quad (13a)$$

$$v_{Dy} = \frac{\partial \gamma_D}{\partial t} = l_D \cdot K_1 \cdot \omega_6 \cdot \cos \gamma_6 \quad (13b)$$

Zrychlení bodu D vypočteme:

$$a_{Dx} = \frac{\partial v_{Dx}}{\partial t} = a_C - l_D K_1 \omega_6^2 \left[ K_1 \cdot \cos^2 \gamma_6 - \sin \gamma_6 (K_1 \sin \gamma_6 - K_2) \right] \quad (14a)$$

$$a_{Dy} = \frac{\partial v_{Dy}}{\partial t} = -l_D \cdot K_1 \cdot \omega_6^2 \cdot \sin \gamma_6 \quad (14b)$$

Souřadnice bodu E získáme:

$$x_E = x_{H\dot{U}} + r_6 \cdot \cos \gamma_6 \quad (15a)$$

$$\gamma_E = r_6 \cdot \sin \gamma_6 \quad (15b)$$

Rychlost bodu E vypočteme:

$$v_{Ex} = \frac{\partial x_E}{\partial t} = -r_6 \cdot \omega_6 \cdot \sin \gamma_6 \quad (16a)$$

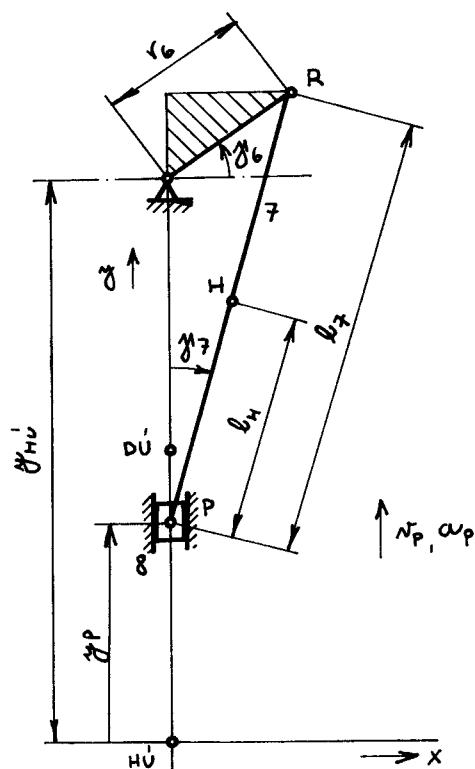
$$v_{Ey} = \frac{\partial \gamma_E}{\partial t} = r_6 \cdot \omega_6 \cdot \cos \gamma_6 \quad (16b)$$

Zrychlení bodu E dostaneme:

$$a_{Ex} = \frac{\partial v_{Ex}}{\partial t} = -r_6 \cdot \omega_6^2 \cdot \cos \gamma_6 \quad (17a)$$

$$a_{Ey} = \frac{\partial v_{Ey}}{\partial t} = -r_6 \cdot \omega_6^2 \cdot \sin \gamma_6 \quad (17b)$$

## Výpočet parametrů bodů R, H, P



Obr.9 Klikový mechanismus vyrovnávacího závaží

Vzdálenost HÚ vypočítáme:

$$\gamma_{HÚ} = r_6 + l_7 \quad (18)$$

Pro bod R platí:  $N_{Rx} = N_{Ex}$  (19a)

$$N_{R\gamma} = N_{E\gamma} \quad (19b)$$

$$\omega_{Rx} = \omega_{Ex} \quad (20a)$$

$$\omega_{R\gamma} = \omega_{E\gamma} \quad (20b)$$

Mezi úhly  $\gamma_6$  a  $\gamma_7$  můžeme napsat vztah:

$$r_6 \cdot \cos \gamma_6 = l_7 \cdot \sin \gamma_7 \quad (21)$$

Úpravou dostaneme:

$$\sin \gamma_7 = \frac{r_6}{l_7} \cdot \cos \gamma_6 \quad (22)$$

Po dosazení  $k_3 = \frac{r_6}{l_7}$  (23)

dostáváme:  $\sin \gamma_7 = k_3 \cdot \cos \gamma_6$  (24a)

$$\cos \gamma_7 = \sqrt{1 - (k_3 \cdot \cos \gamma_6)^2} \quad (24b)$$

Použitím prvních dvou členů Maclaurinovy řady dostaneme:

$$\cos \gamma_7 = 1 - \frac{1}{2} (k_3 \cdot \cos \gamma_6)^2 \quad (25)$$

Souřadnice bodu P jsou:

$$\begin{aligned} y_P &= y_{H0} + r_6 \cdot \sin \gamma_6 - l_7 \cdot \cos \gamma_7 = \\ &= y_{H0} + r_6 \cdot \sin \gamma_6 - l_7 \cdot \left[ 1 - \frac{1}{2} (k_3 \cdot \cos \gamma_6)^2 \right] \end{aligned} \quad (26)$$

Rychlost bodu P dostaneme:

$$v_P = \frac{\partial y_P}{\partial t} = r_6 \cdot \omega_6 \cdot \cos \gamma_6 - l_7 \cdot k_3^2 \cdot \omega_6 \cdot \frac{1}{2} \sin 2\gamma_6 \quad (27)$$

Zrychlení bodu P vypočítáme:

$$a_P = \frac{\partial v_P}{\partial t} = -r_6 \cdot \omega_6^2 \cdot \sin \gamma_6 - l_7 \cdot k_3^2 \cdot \omega_6^2 \cdot \cos 2\gamma_6 \quad (28)$$

Pro souřadnici bodu H platí

$$x_H = l_H \cdot \sin \gamma_7 = l_H \cdot k_3 \cdot \cos \gamma_6 \quad (29 a)$$

$$y_H = y_P + l_H \cdot \cos \gamma_7 = y_P + l_H \left[ 1 - \frac{1}{2} (k_3 \cdot \cos \gamma_6)^2 \right] \quad (29 b)$$

Pro rychlost bodu H můžeme napsat:

$$v_{Hx} = \frac{\partial x_H}{\partial t} = -l_H \cdot k_3 \cdot \omega_6 \cdot \sin \gamma_6 \quad (30 a)$$

$$v_{Hy} = \frac{\partial y_H}{\partial t} = v_P + \frac{1}{2} l_H \cdot k_3^2 \cdot \omega_6 \cdot \sin 2\gamma_6 \quad (30 b)$$

Zrychlení bodu H:

$$a_{Hx} = \frac{\partial v_{Hx}}{\partial t} = -l_H \cdot k_3 \cdot \omega_6^2 \cdot \cos \gamma_6 \quad (31 a)$$

$$a_{Hy} = \frac{\partial v_{Hy}}{\partial t} = a_P + l_H \cdot k_3^2 \cdot \omega_6^2 \cdot \cos 2\gamma_6 \quad (31 b)$$

### Výpočet kinematických veličin pro válce 2, 3

Pro úhel natočení válce platí:

$$\varphi_{2,3} = \frac{x_c}{r_0} \quad (32)$$

kde  $r_0$  je roztečný poloměr ozubeného kola na ose válce.

Pro úhlovou rychlost a zrychlení můžeme napsat:

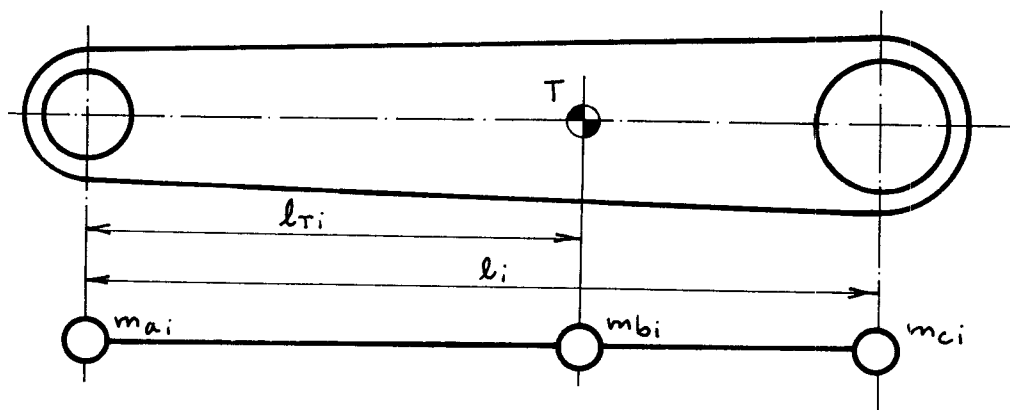
$$\omega_{2,3} = \frac{v_c}{r_0} \quad (33)$$

$$\varepsilon_{2,3} = \frac{a_c}{r_0} \quad (34)$$

### 3.2.Redukce hmotnosti ojnic do tří bodů

posouvající  
se část

rotující  
část



Obr.10 Redukce hmotnosti ojnic

Dynamické charakteristiky  $i$ -té ojnice jsou hmotnost  $m_i$ , moment setrvačnosti k těžišti  $I_{Ti}$ , vzdálenost těžiště od posouvajícího se konce  $l_{Ti}$  a délka ojnice  $l_i$ .

Pro redukci ojnic do tří bodů platí:

$$m_{ai} + m_{bi} + m_{ci} = m_i \quad (35)$$

$$m_{ai} \cdot l_{Ti} - m_{ci} (l_i - l_{Ti}) = 0 \quad (36)$$

$$m_{ai} \cdot l_{Ti}^2 + m_{ci} (l_i - l_{Ti})^2 = I_{Ti} \quad (37)$$

Rěšením rovnic /35/, /36/, /37/ dostáváme:

$$m_{ai} = \frac{I_{Ti}}{l_i \cdot l_{Ti}} \quad (38)$$

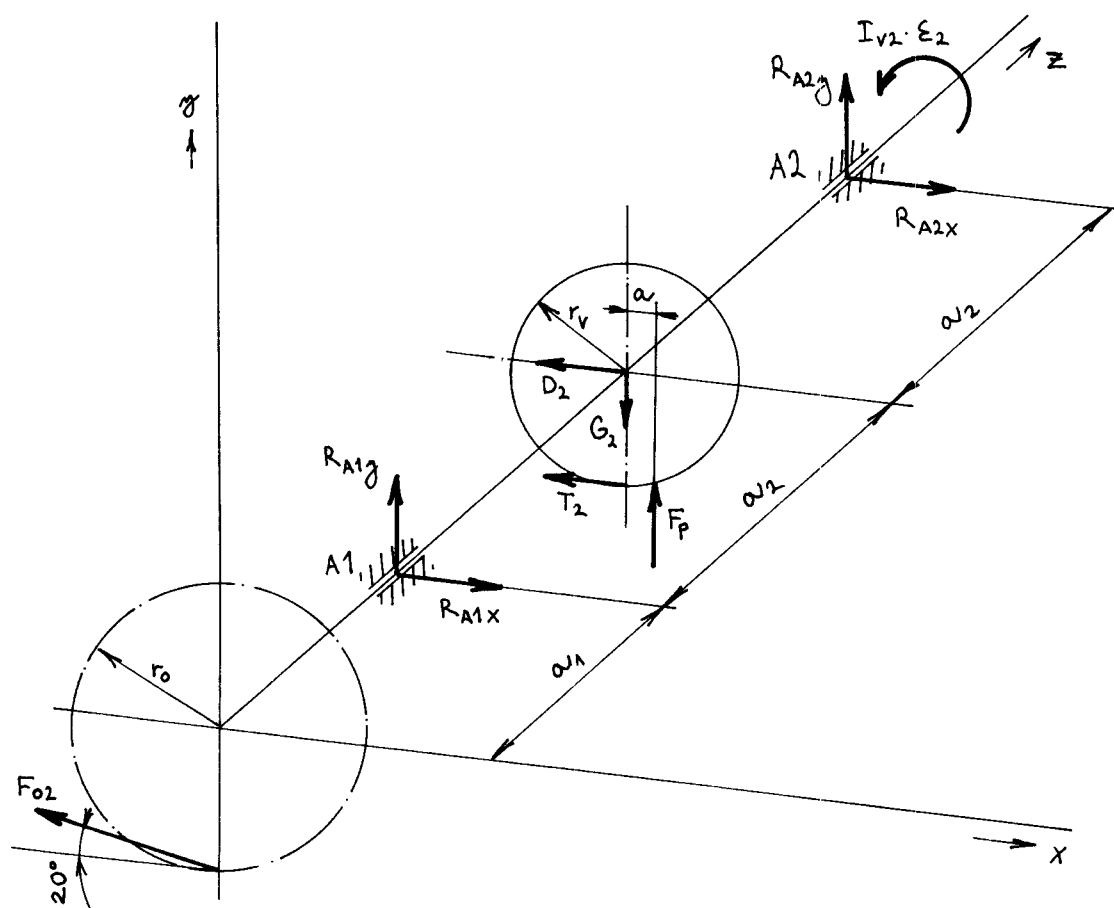
$$m_{bi} = m_i - \frac{I_{Ti}}{l_{Ti} \cdot (l_i - l_{Ti})} \quad (39)$$

$$m_{ci} = \frac{I_{Ti}}{l_i (l_i - l_{Ti})} \quad (40)$$

### 3.3. Uvolňování mechanismu

Budou zavedeny určité zjednodušující předpoklady. Čepové tření nebude uvažováno, neboť ovlivňuje síly jen 1-3% /lit. 4/. Dále budou uvažovány stejné síly v ojnicích vozíku.

#### Uvolnění členu 2 - horního válce



Obr. 11 Uvolnění válce 2

Rovnováha sil:

$$x: -K_4 \cdot F_{02} \cdot \cos 20^\circ + R_{A1x} - T_2 - D_2 + R_{A2x} = 0 \quad (a)$$

$$y: F_{02} \cdot \sin 20^\circ + R_{A1y} + F_P - G_2 + R_{A2y} = 0 \quad (b) \quad (41)$$

$$z: 0 = 0 \quad (c)$$



Rovnováha momentů:

$$\overset{x}{\curvearrowright}: R_{A1y} \cdot a_1 + (F_p - G_2)(a_1 + a_2) + R_{A2y}(a_1 + 2a_2) = 0 \quad (a)$$

$$\overset{y}{\curvearrowright}: R_{A1x} \cdot a_1 - (T_2 + D_2)(a_1 + a_2) + R_{A2x}(a_1 + 2a_2) = 0 \quad (b) \quad (42)$$

$$\overset{z}{\curvearrowright}: K_4 \cdot F_{02} \cdot \cos 20^\circ \cdot r_0 + T_2 \cdot r_v - F_p \cdot a - I_{v2} \cdot \varepsilon_2 = 0 \quad (c)$$

Známe:  $a, a_1, a_2, F_p, I_{v2}, \varepsilon_2, r_0, r_v$

$$K_4 = K_4(r_c) = \pm 1 \quad (a)$$

$$T_2 = K_5 \cdot f \cdot F_p \quad (b)$$

$$K_5 = K_5(r_c, r_0 - r_v) = \pm 1 \quad (c) \quad (43)$$

$$G_2 = m_2 \cdot g \quad (d)$$

$$D_2 = m_2 \cdot a_c \quad (e)$$

Rěšení neznámých  $F_{02}, R_{A1x}, R_{A1y}, R_{A2x}, R_{A2y}$ :

$$F_{02} = \frac{1}{K_4 \cdot r_0 \cdot \cos 20^\circ} (F_p \cdot a + I_{v2} \cdot \varepsilon_2 - T_2 \cdot r_v) \quad (a)$$

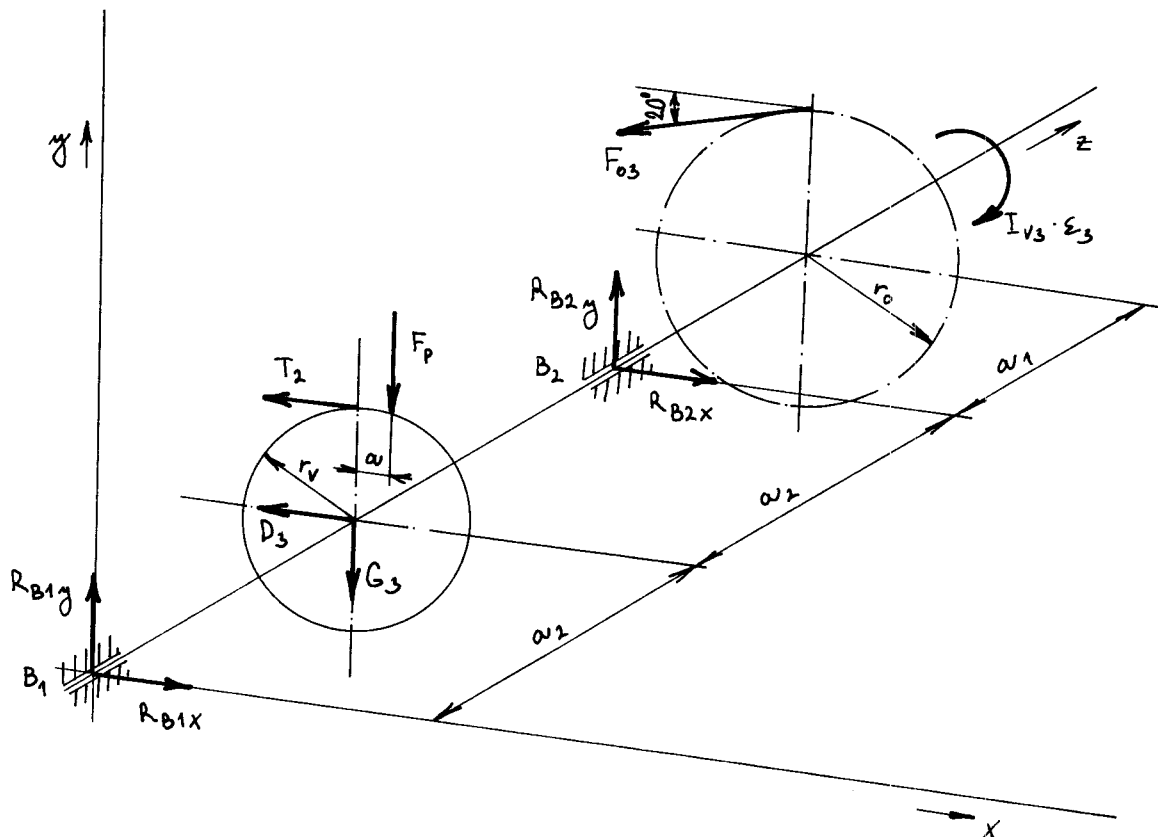
$$R_{A1x} = K_4 \cdot F_{02} \cdot \cos 20^\circ + T_2 + D_2 - R_{A2x} \quad (b)$$

$$R_{A1y} = G_2 - F_{02} \cdot \sin 20^\circ - F_p - R_{A2y} \quad (c) \quad (44)$$

$$R_{A2x} = \frac{1}{2 \cdot a_2} [-K_4 \cdot a_1 \cdot F_{02} \cdot \cos 20^\circ + (T_2 + D_2) \cdot a_2] \quad (d)$$

$$R_{A2y} = \frac{1}{2 \cdot a_2} [a_1 \cdot F_{02} \cdot \sin 20^\circ - (F_p - G_2) \cdot a_2] \quad (e)$$

Uvolnění členu 3 - dolního válce



Obr.12 Uvolnění válce 3

Rovnováha sil:

$$x: R_{B1x} - D_3 - T_2 + R_{B2x} - K_6 \cdot F_{03} \cdot \cos 20^\circ = 0 \quad (a)$$

$$y: R_{B1y} - F_p - G_3 + R_{B2y} - F_{03} \cdot \sin 20^\circ = 0 \quad (b) \quad (45)$$

$$z: 0 = 0 \quad (c)$$

Rovnováha momentů:

$$x \curvearrowright: -(F_p + G_3) \cdot a_2 + R_{B2y} \cdot 2a_2 - F_{03} \cdot \sin 20^\circ \cdot (a_1 + 2a_2) = 0 \quad (a)$$

$$y \curvearrowright: -(D_3 + T_2) \cdot a_2 + R_{B2x} \cdot 2a_2 - K_6 \cdot F_{03} \cdot \cos 20^\circ \cdot (a_1 + 2a_2) = 0 \quad (b) \quad (46)$$

$$z \curvearrowright: T_2 \cdot r_v - F_p \cdot a + K_6 \cdot F_{03} \cdot \cos 20^\circ \cdot r_0 - I_{V3} \cdot \epsilon_3 = 0 \quad (c)$$

Známe:  $a, a_1, a_2, r_0, r_v, F_p, T_2, I_{V3}, \epsilon_3$

$$K_6 = K_6(r_c) = \pm 1 \quad (a)$$

$$G_3 = m v_3 \cdot g \quad (b) \quad (47)$$

$$D_3 = m v_3 \cdot a_c \quad (c)$$

Rěšení neznámých  $F_{03}, R_{B1x}, R_{B1y}, R_{B2x}, R_{B2y}$ :

$$F_{03} = \frac{1}{K_6 \cdot \cos 20^\circ \cdot r_0} \cdot (F_p \cdot a - T_2 \cdot r_v + I_{V3} \cdot \epsilon_3) \quad (a)$$

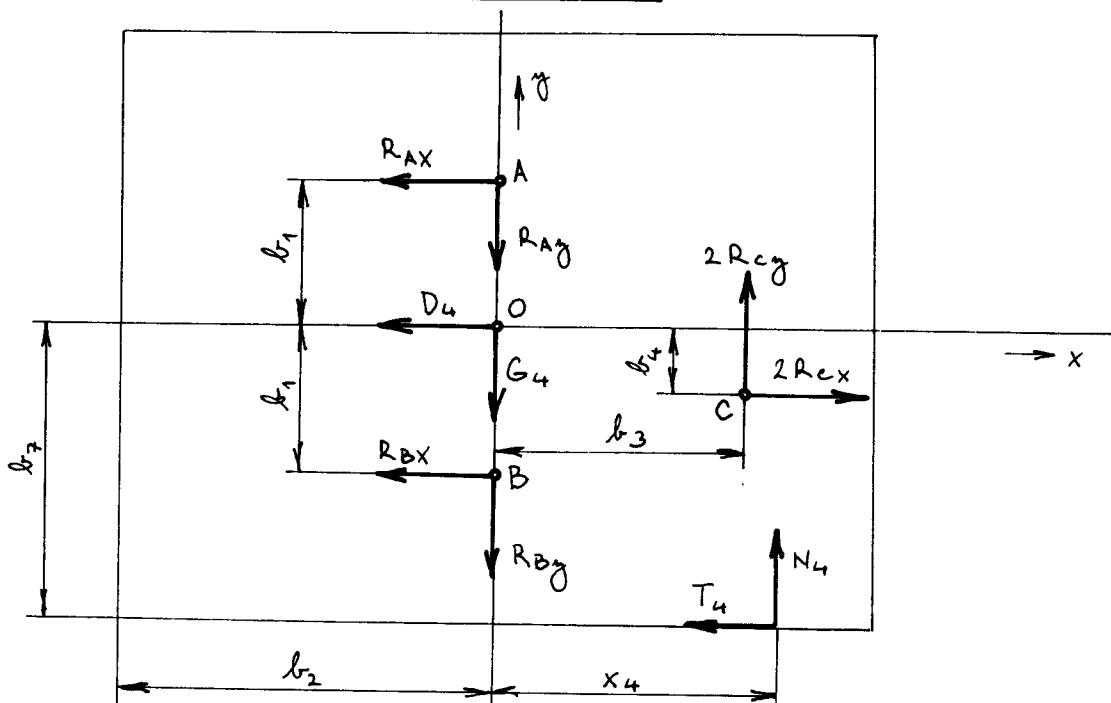
$$R_{B2x} = \frac{1}{2 \cdot a_2} \left[ K_6 \cdot F_{03} \cdot \cos 20^\circ \cdot (a_1 + 2a_2) + (D_3 + T_2) \cdot a_2 \right] \quad (b)$$

$$R_{B2y} = \frac{1}{2 \cdot a_2} \left[ F_{03} \cdot \sin 20^\circ \cdot (a_1 + 2a_2) + (F_p + G_3) \cdot a_2 \right] \quad (c) \quad (48)$$

$$R_{B1x} = D_3 + T_2 - R_{B2x} + K_6 \cdot F_{03} \cdot \cos 20^\circ \quad (d)$$

$$R_{B1y} = F_p + G_3 - R_{B2y} + F_{03} \cdot \sin 20^\circ \quad (e)$$

#### Uvolnění vozíku - členu 4



Obr.13 Uvolnění vozíku

Rovnováha sil:

$$x: 2R_{cx} - T_4 - D_4 - R_{Ax} - R_{Bx} = 0 \quad (a) \quad (49)$$

$$y: 2R_{cy} + N_4 - G_4 - R_{Ay} - R_{By} = 0 \quad (b)$$

Rovnováha momentů:

$$\delta: (R_{Ax} - R_{Bx}) \cdot b_1 + 2R_{cy} \cdot b_3 + 2R_{cx} \cdot b_4 + N_4 \cdot x_4 - T_4 \cdot b_7 = 0 \quad (50)$$

Známe:  $b_1, b_2, b_3, b_4, b_7$

$$R_{Ax} = R_{A1x} + R_{A2x} \quad (a)$$

$$R_{Ay} = R_{A1y} + R_{A2y} \quad (b)$$

$$R_{Bx} = R_{B1x} + R_{B2x} \quad (c)$$

$$R_{By} = R_{B1y} + R_{B2y} \quad (d)$$

$$G_4 = m_4 \cdot g \quad (e)$$

$$D_4 = m_4 \cdot a_c \quad (f)$$

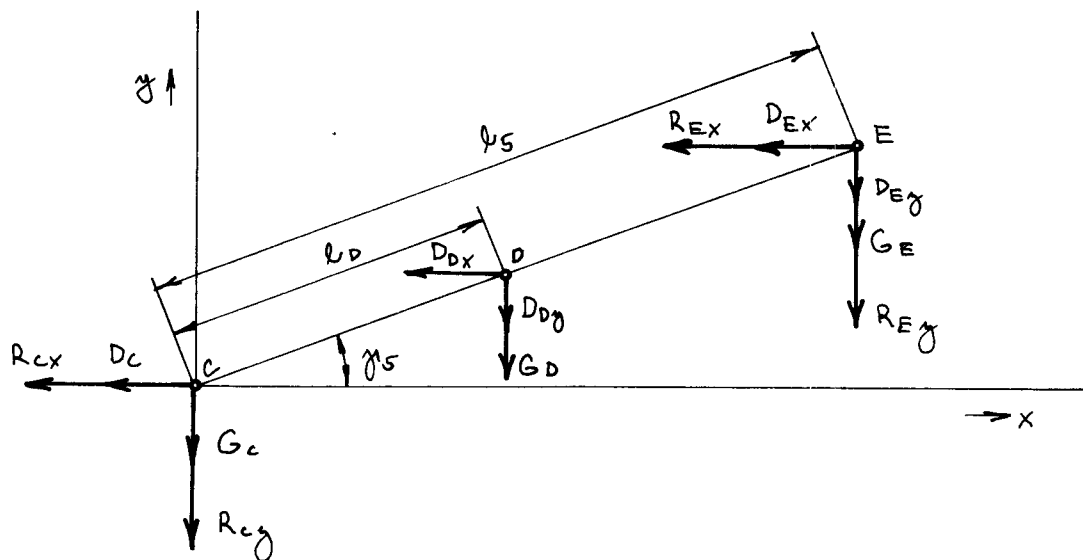
$$T_4 = K_7 \cdot f \cdot N_4 \quad (g)$$

$$K_7 = K_7(\omega_c) = \pm 1 \quad (h)$$

(51)

Neznáme:  $R_{Cx}, R_{Cy}, N_4, x_4$

Uvolnění ojnice vozíku - členu 5



Obr.14 Uvolnění ojnice vozíku

Rovnováha sil:

$$x: R_{Cx} + R_{Ex} + D_C + D_{Dx} + D_{Ex} = 0 \quad (a)$$

$$y: R_{Cy} + R_{Ey} + G_C + G_D + G_E + D_{Dy} + D_{Ey} = 0 \quad (b)$$

(52)





Rovnováha momentů:

$$P) : R_{Rx} \cdot l_7 \cdot \cos \gamma_7 - R_{Ry} \cdot l_7 \cdot \sin \gamma_7 + (D_{Hx} \cdot l_H + D_{Rx} \cdot l_7) \cdot \cos \gamma_7 - \\ - [(D_{Hy} + G_H) \cdot l_H + (D_{Ry} + G_R) \cdot l_7] \cdot \sin \gamma_7 = 0 \quad (60)$$

Známe:  $l_H, l_7$

$$G_P = m_P \cdot g \quad (a)$$

$$G_H = m_H \cdot g \quad (b)$$

$$G_R = m_R \cdot g \quad (c)$$

$$D_P = m_P \cdot a_P \quad (d)$$

$$D_{Hx} = m_H \cdot a_{Hx} \quad (e)$$

$$D_{Hy} = m_H \cdot a_{Hy} \quad (f)$$

$$D_{Rx} = m_R \cdot a_{Rx} \quad (g)$$

$$D_{Ry} = m_R \cdot a_{Ry} \quad (h)$$

(61)

Neznáme:  $R_{Rx}, R_{Ry}$

$$\text{Řešení: } R_{Rx} = -(R_{Px} + D_{Hx} + D_{Rx}) \quad (a)$$

$$R_{Ry} = -(R_{Py} + G_P + G_H + G_R + D_P + D_{Hy} + D_{Ry}) \quad (b) \quad (62)$$

$$K_{10} = -(D_{Hx} + D_{Rx}) \cdot l_7 \cdot \cos \gamma_7 + (G_P + G_H + G_R + D_P + D_{Hy} + D_{Ry}) \cdot \\ \cdot l_7 \cdot \sin \gamma_7 + (D_{Hx} \cdot l_H + D_{Rx} \cdot l_7) \cdot \cos \gamma_7 - [(D_{Hy} + G_H) \cdot l_H + \\ + (D_{Ry} + G_R) \cdot l_7] \sin \gamma_7 \quad (c)$$

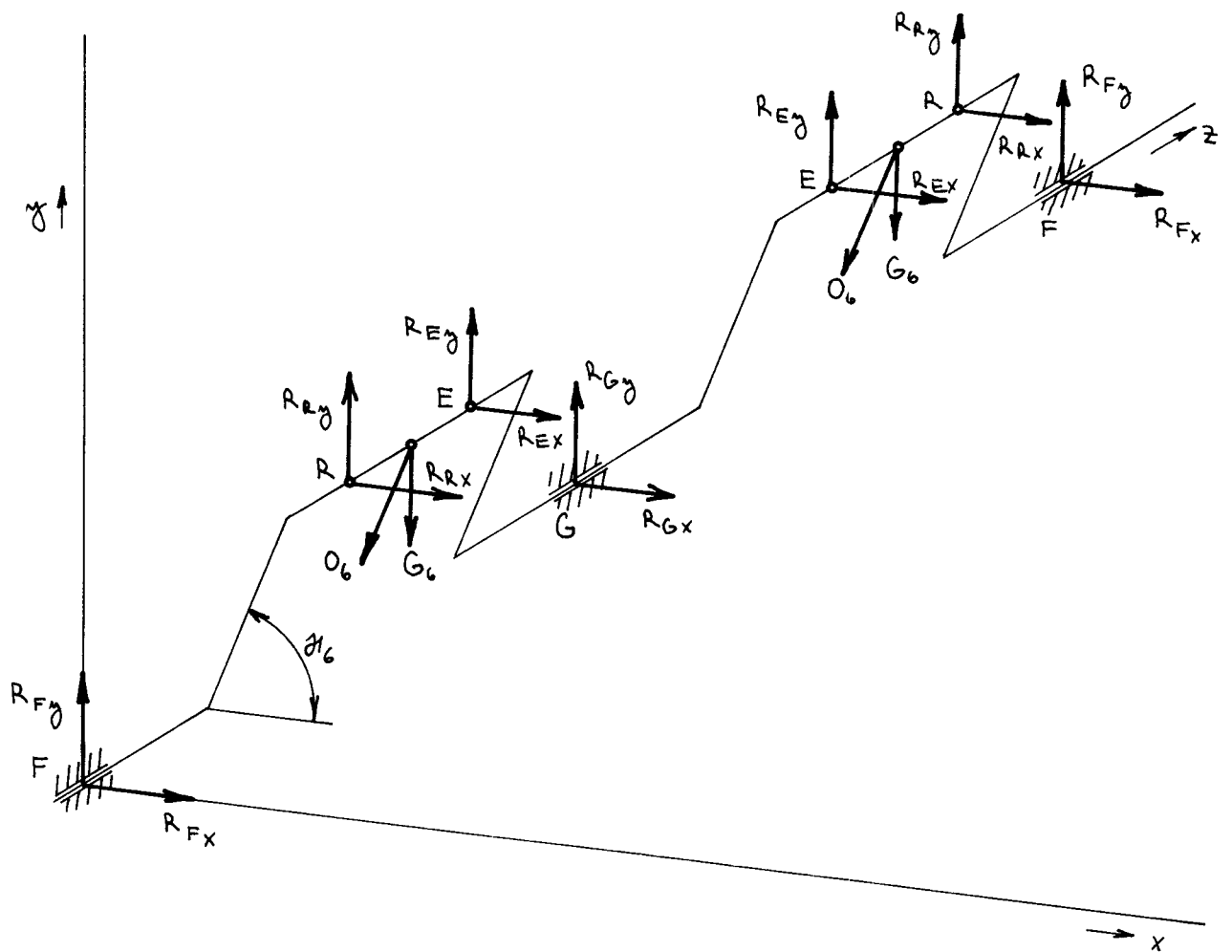
$$R_{Px} = \frac{1}{l_7 \cdot \cos \gamma_7} [R_{Py} \cdot l_7 \cdot \sin \gamma_7 + K_{10}] \quad (d)$$

$$R_{Py} = \frac{\cos \gamma_7}{2 \cdot \cos \gamma_7 + 2 \cdot K_g \cdot f \cdot \sin \gamma_7} \left[ D_g + G_g - \frac{2 \cdot K_g \cdot K_{10} \cdot f}{l_7 \cdot \cos \gamma_7} \right] \quad (e)$$

### Uvolnění klikového hřídele - členu 6

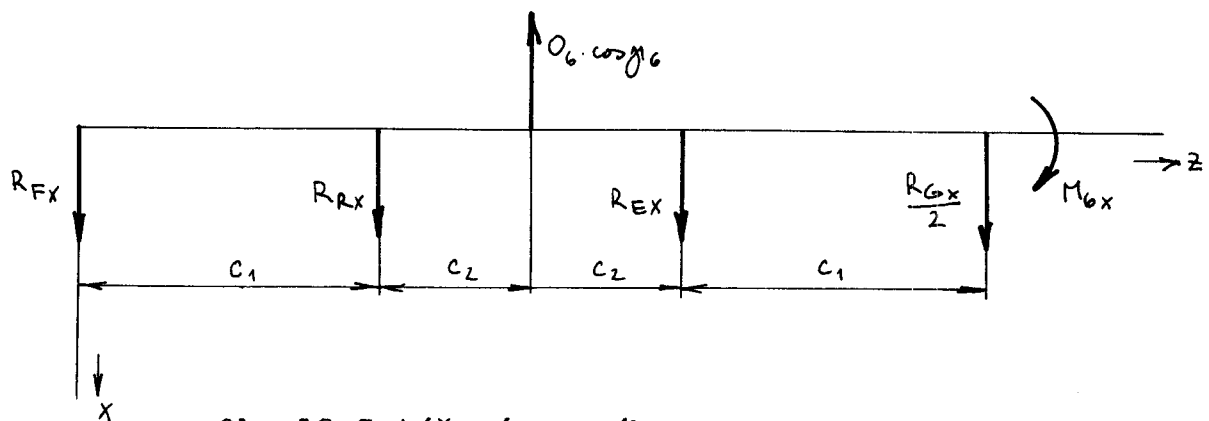
Klikový hřídel je podle ložiska G symetrický, proto dále budeme řešit pouze jednu polovinu. Klikový hřídel nahradíme prismatickým nosníkem s tuhostí EI. Klikový hřídel by se mohl nahradit odstupňovaným nosníkem, ale vzhledem k tomu, že síly působí blízko sebe ve středu mezi ložisky F a G a že se jedná jen o vyřešení statické neurčitosti, lze považovat toto nahrazení za dostatečně přesné.

Statickou neurčitost budeme řešit energetickou metodou.



Obr.17 Zatížení klikového hřídele

Rěšení v rovině x-z



Obr.18 Zatížení nosníku

Rovnice rovnováhy:

$$X: R_{FX} + \frac{R_{GX}}{2} + R_{RX} + R_{EX} - O_6 \cdot \cos \gamma_6 = 0 \quad (a) \quad (63)$$

$$\sum \mathcal{M}: R_{RX} \cdot c_1 - O_6 \cdot \cos \gamma_6 (c_1 + c_2) + R_{EX} (c_1 + 2c_2) + R_{GX} (c_1 + c_2) + M_{6X} = 0 \quad (b)$$

Známe:  $c_1, c_2, R_{RX}, R_{EX}, EI$

$$O_6 = \left( 2m_v \cdot r_6 - \frac{m \omega_6}{2} \cdot r_6 \right) \omega_6^2 \quad (64)$$

Neznáme:  $R_{FX}, R_{GX}, M_{6X}$

Doplnění třetí rovnice:

$$\varphi_{Gx} = \frac{\partial U}{\partial M_{6X}} = 0 \quad (65)$$

Rěšením rovnic dostáváme:

$$R_{GX} = AA1 - \frac{M_{6X}}{c_1 + c_2} \quad (a)$$

$$AA1 = O_6 \cdot \cos \gamma_6 - (R_{RX} \cdot c_1 + R_{EX} \cdot (c_1 + 2 \cdot c_2)) / (c_1 + c_2) \quad (b) \quad (66)$$

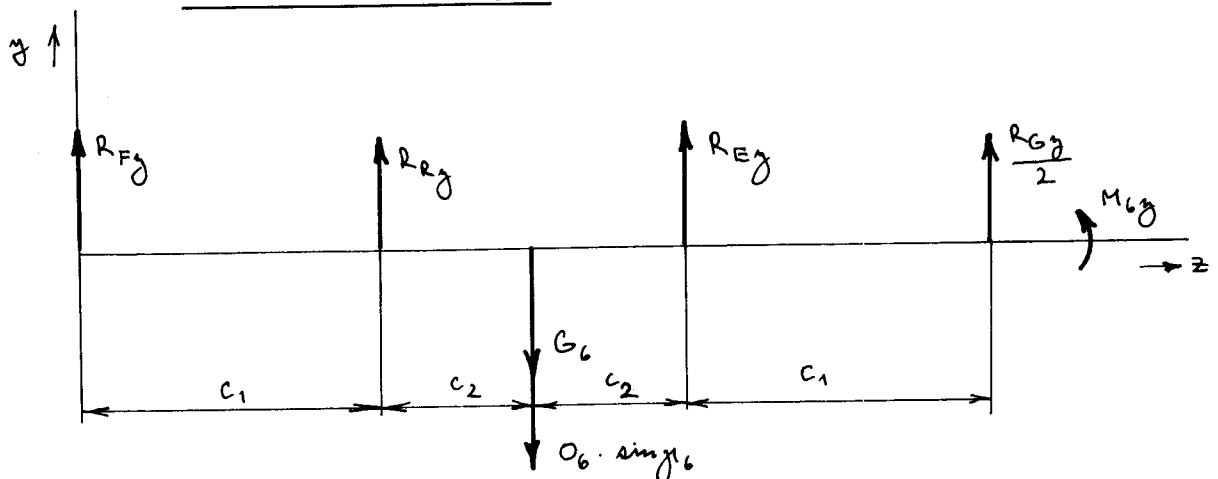
$$M_{6X} = \left( \frac{O_6 \cdot \cos \gamma_6}{8} - \frac{AA1}{2} \right) (c_1 + c_2) - \frac{3}{2} (R_{EX} \cdot AA2 + R_{RX} \cdot AA3) / (c_1 + c_2) \quad (c)$$

$$AA2 = - \frac{c_1^3}{12 \cdot (c_1 + c_2)} + \frac{2}{3} (c_1 + c_2)^2 - \frac{c_1^2}{2} - c_1 c_2 \quad (d)$$

$$AA3 = - \frac{(c_1 + 2c_2)^3}{12 (c_1 + c_2)} + \frac{2}{3} (c_1 + c_2)^2 - \frac{c_1^2}{2} (c_1 + 2c_2) \quad (e)$$

$$R_{FX} = O_6 \cdot \cos \gamma_6 - \frac{R_{GX}}{2} - R_{RX} - R_{EX} \quad (67)$$

Rěšení v rovině y-z



Obr.19 Zatížení nosníku



Rovnice rovnováhy:

$$Y: R_{FY} + R_{RY} - G_6 - O_6 \cdot \sin \gamma_6 + R_{EY} + \frac{R_{Gy}}{2} = 0 \quad (a) \quad (68)$$

$$Fy: R_{Ry} \cdot c_1 - (G_6 + O_6 \cdot \sin \gamma_6) \cdot (c_1 + c_2) + R_{EY} (c_1 + 2c_2) + R_{Gy} (c_1 + c_2) + M_{6y} = 0 \quad (b)$$

Známe:  $c_1, c_2, R_{RY}, R_{EY}, EI, O_6$

$$G_6 = \left( 2m_v + \frac{m_6}{2} \right) \cdot g \quad (69)$$

Neznáme:  $R_{FY}, R_{GY}, M_{6Y}$

Doplnění třetí rovnice:

$$\varphi_{Gy} = \frac{\partial u}{\partial \pi_{6y}} = 0 \quad (70)$$

Rěšením rovnic dostáváme:

$$R_{Gy} = AA1 - \frac{M_{6y}}{c_1 + c_2} \quad (a)$$

$$AA1 = \frac{O_6 \cdot \sin \gamma_6 + G_6 - (R_{Ry} \cdot c_1 + R_{EY} (c_1 + 2c_2))}{c_1 + c_2} \quad (b) \quad (71)$$

$$M_{6y} = \left( \frac{O_6 \cdot \sin \gamma_6 + G_6}{8} - \frac{AA1}{2} \right) \cdot (c_1 + c_2) - \frac{3}{2} (R_{EY} \cdot AA2 + R_{Ry} \cdot AA3) / (c_1 + c_2) \quad (c)$$

$$R_{FY} = G_6 + O_6 \cdot \sin \gamma_6 - \frac{R_{Gy}}{2} - R_{Ry} - R_{EY} \quad (d)$$

Hodnoty AA2 a AA3 zůstávají stejné jako při řešení v rovině x-z.

## 4.0. PEVNOSTNÍ VÝPOČET VALIVÝCH LOŽISEK

### 4.1. Základní pojmy

Trvanlivost ložiska - je počet otáček /nebo počet provozních hodin při neměnných otáčkách/, které ložisko vykoná, než se objeví známky únavy materiálu na některém z obou kroužků nebo u některého tělesa.

Životnost ložiska - skutečně dosažená trvanlivost ložiska, která vlivem nepříznivých vlivů může být menší než vypočtená základní trvanlivost ložiska.

Základní trvanlivost ložiska L - je trvanlivost, které dosáhne nebo překročí 90% většího počtu stejných ložisek při stejných provozních podmínkách.

Základní dynamická únosnost C - je takové neproměnné zatížení, za jehož působení dosáhne větší skupina zcela stejných ložisek základní trvanlivost jednoho milionu otáček.

### 4.2. Výpočet ložisek

Výpočet provedeme dle ČSN 024607. Vztah mezi základní trvanlivostí, zákl. dynam. únosností a zatížením ložiska vyplývá z rovnice trvanlivosti platné pro všechny typy ložisek:

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^p \quad (72)$$

kde L - základní trvanlivost / $10^6$  ot/

C - zákl. dynam. únosnost /N/

P - ekvivalentní dynam. zatížení /N/

p - mocnitel - pro kuličková ložiska  $p=3$

- pro válečková, jehlová, soudečková a kuželíková ložiska  $p=\frac{10}{3}$

Zpravidla bývá počet otáček neproměnný, proto je výhodnější vyjádřit trvanlivost v provozních hodinách podle upravené rovnice trvanlivosti:

$$L_h = \left(\frac{C}{P}\right)^n \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} \quad (73)$$

kde  $L_h$  - základní trvanlivost /hod/

$n$  - otáčky /l/min/

Působí-li na ložisko zatížení

$$F = X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a \quad (74 a)$$

kde  $X$  - radiální součinitel

$Y$  - axiální "

$V$  - rotační "

$F_r$  - radiální složka síly

$F_a$  - axiální " "

Při výpočtu předpokládáme, že nevznikají axiální síly:

$$F_a = 0 \quad (74 b)$$

pak získáme rovnici:  $F = X \cdot V \cdot F_r \quad (74 c)$

která platí pro soudečková dvouřadá ložiska. Pro ložiska válečková platí rovnice:

$$F = V \cdot F_r \quad (74 d)$$

Pro výpočet bylo zjištěno pro soudečková dvouřadá ložiska:

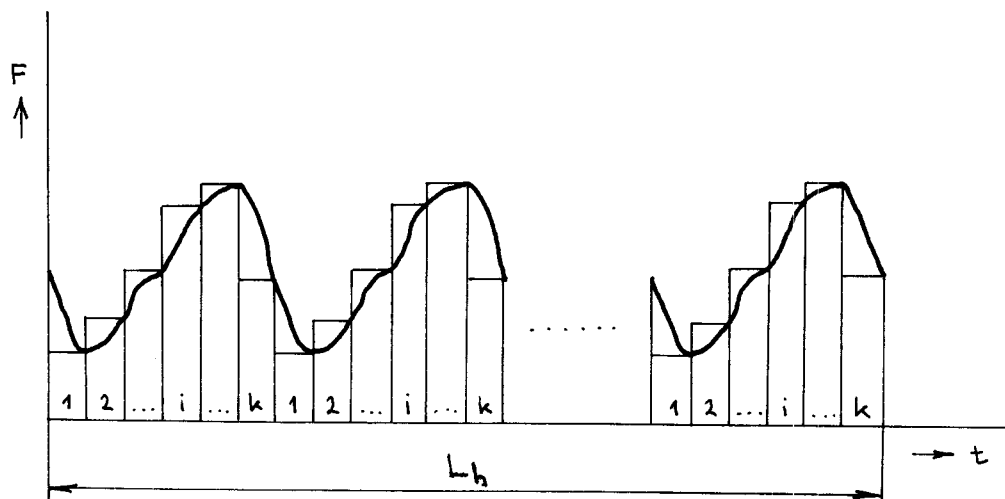
$$X = 1$$

$$V = 1$$

a pro válečková dělená ložiska:

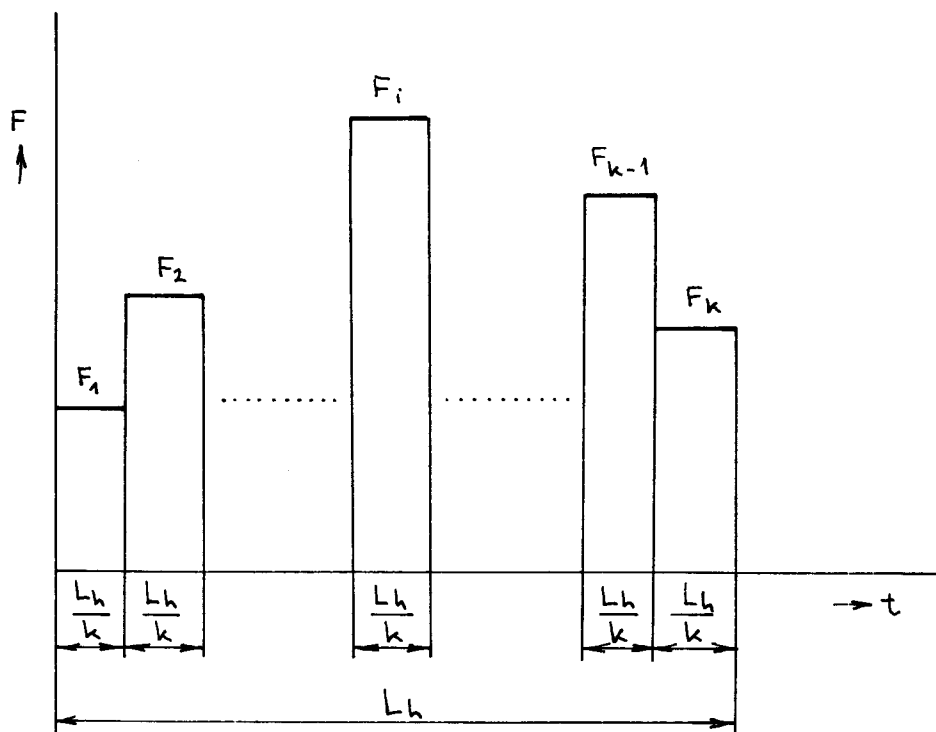
$$V = 1$$

Ložiska však nejsou zatížena konstantní silou  $F_r$ , ale zatížení má při konstantních otáčkách tento charakter:



Obr.20 Zatížení ložiska

Zatížení se periodicky opakuje /po 1 otáčce/ a opakující se úsek lze nahradit obdélníkovým zatížením silami  $F_i$ , kde  $i=1, k$  / $k$ - počet intervalů výpočtu sil během jedné otáčky klikového hřídele/. Zatížení si můžeme převést takto:



Obr.21 Zatížení ložiska

Při proměnné velikosti zatížení lze vypočíst ekvivalentní zatížení při konstantních otáčkách ze vztahu:

$$F_s = \sqrt[r]{\sum_{i=1}^k F_i^r \frac{q_i}{100}} \quad (75a)$$

kde  $F_s$  - ekvivalentní zatížení /N/

$F_i$  - dílčí zatížení /N/

$q_i$  - podíl působení dílčích zatížení na celkové trvanlivosti /%/

Dále platí  $q_i = q_{i+1} = \frac{100}{k}$

pro všechna  $i=1, k-1$ .

Po úpravě dostáváme tento vztah:

$$F_s = \sqrt[r]{\frac{1}{k} \sum_{i=1}^k F_i^r} \quad (75b)$$

Radiální zatížení vypočítáme

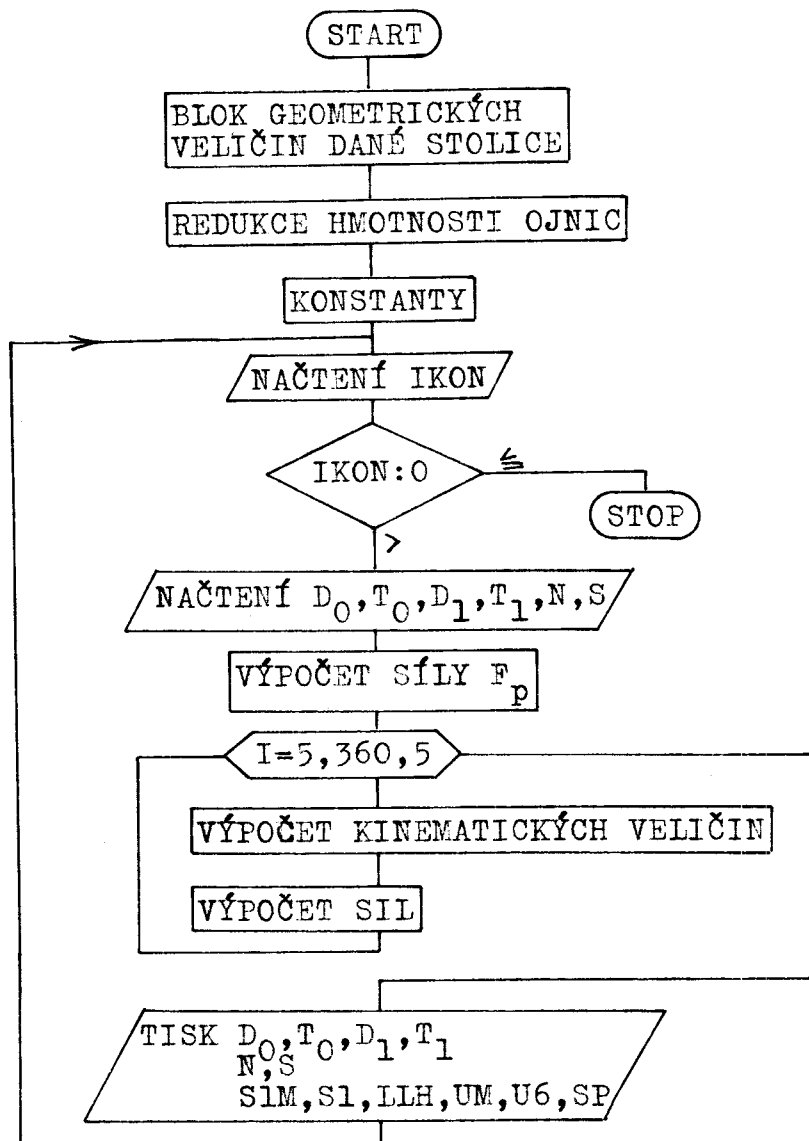
$$F_r = q_d \cdot F_s \quad (76)$$

kde  $q_d$  je přídavný koeficient zahrnující přídavné dynamické síly /chvění, rázy, atd./; pro výpočet volíme  $q_d=2$ .

## 5.0. PROGRAM PRO VÝPOČET ZATÍŽENÍ LOŽISEK

Program byl sestaven v jazyku FORTRAN IV a počítán na počítači EC 1033. V programu je nutno pro jednotlivé stolice vyměnit blok geometrických veličin stroje.

### 5.1. Struktura programu



Obr.22 Vývojový diagram programu