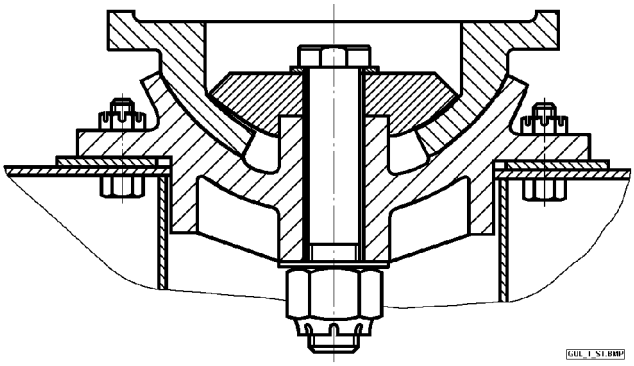
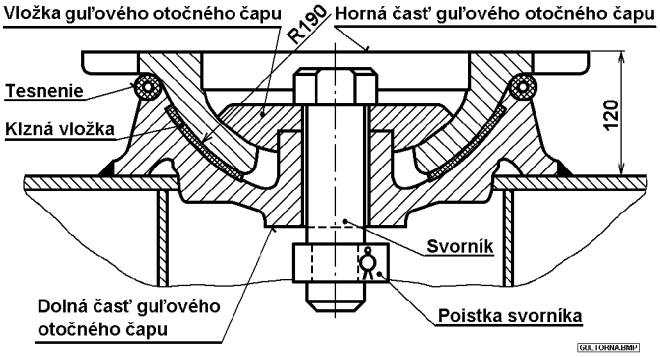
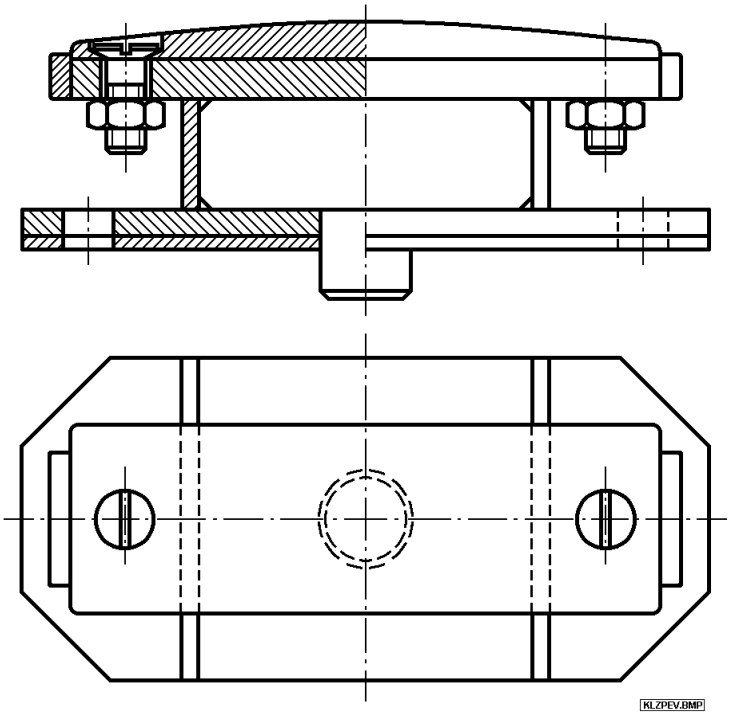


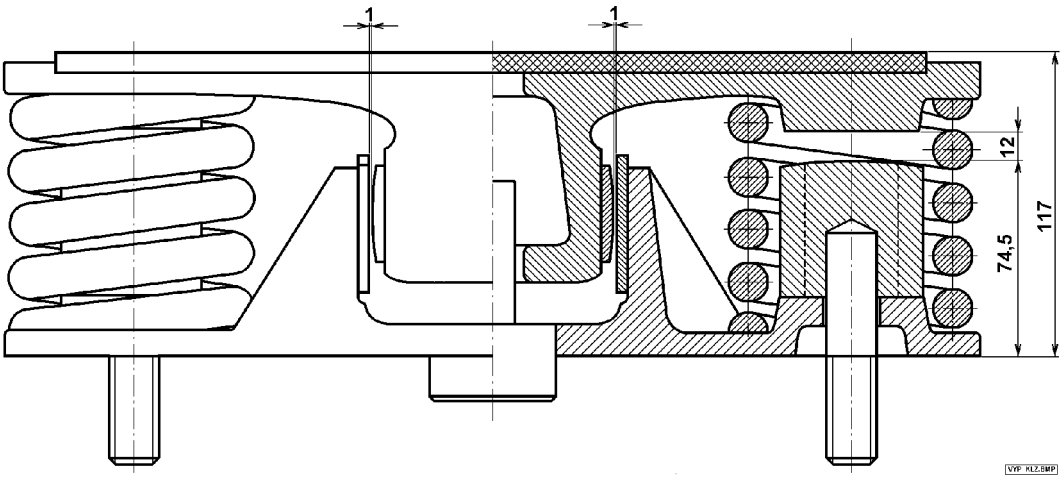


a) b)

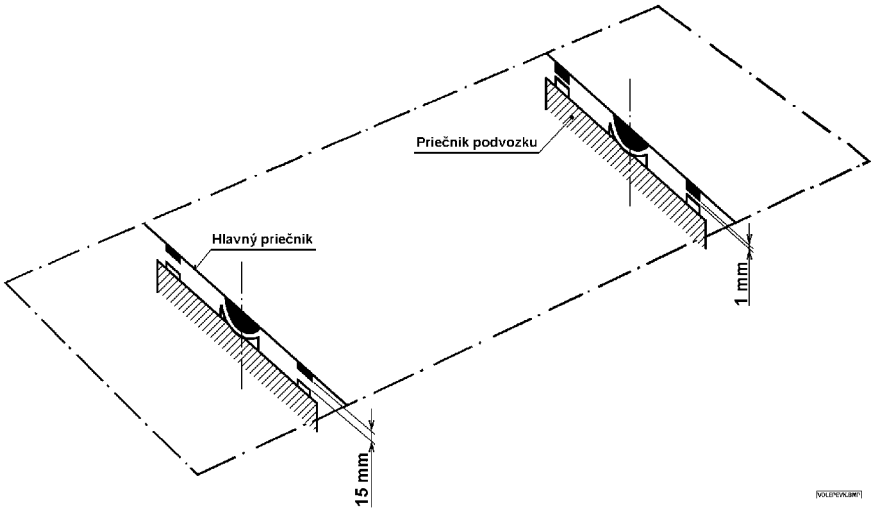
GUĽOVÝ OTOČNÝ ČAP (Guľová torna)
a) staršie vyhotovenie, b) novšie vyhotovenie



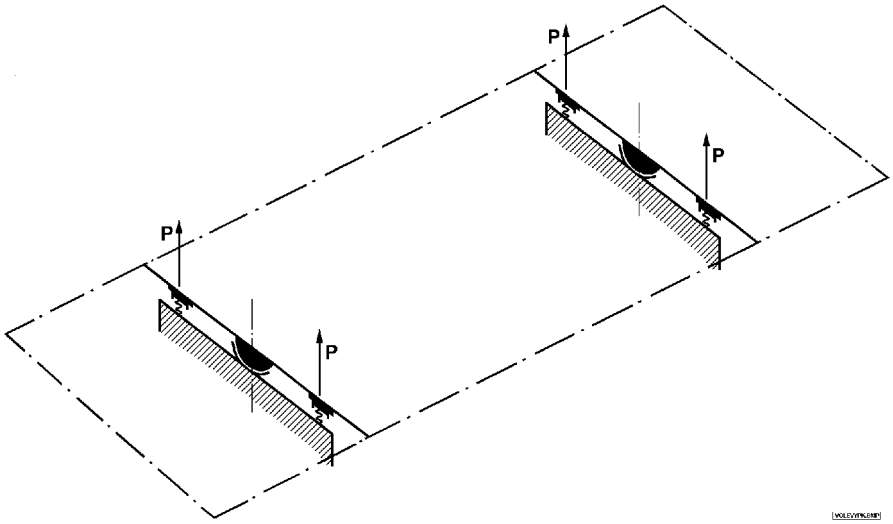
PEVNÁ KLZNICA



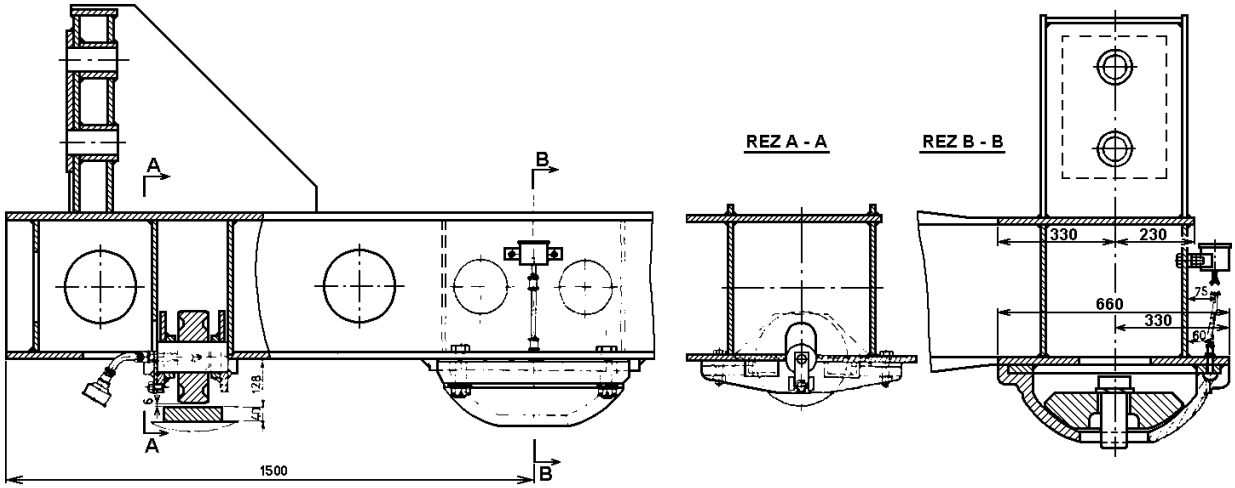
VYPRUŽENÁ KLZNICA



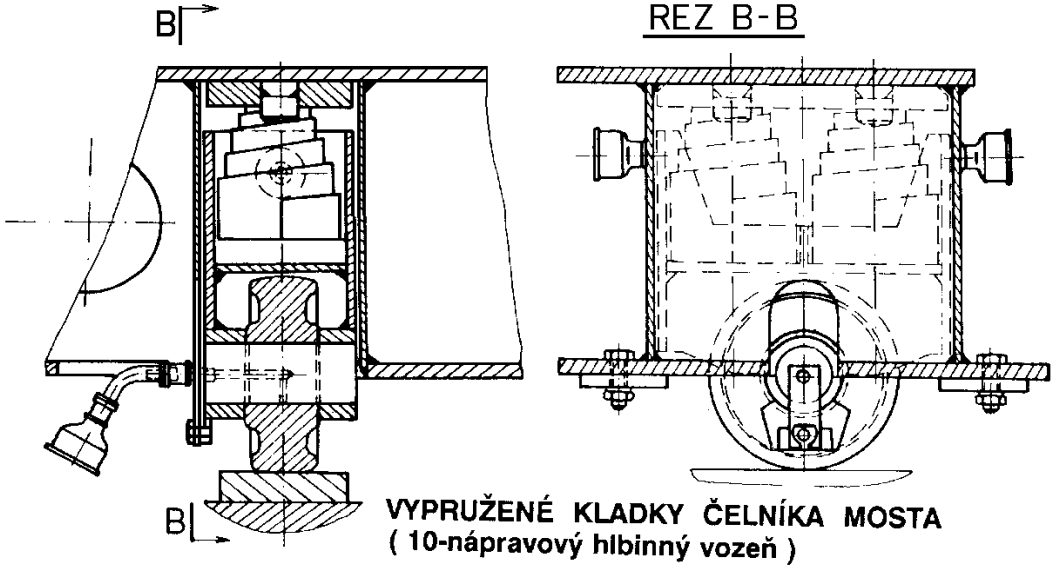
OBVYKLÉ ULOŽENIE SKRINE NÁKLADNÉHO VAGÓNA NA PODVOZKU S PEVNÝMI KLZNICAMI

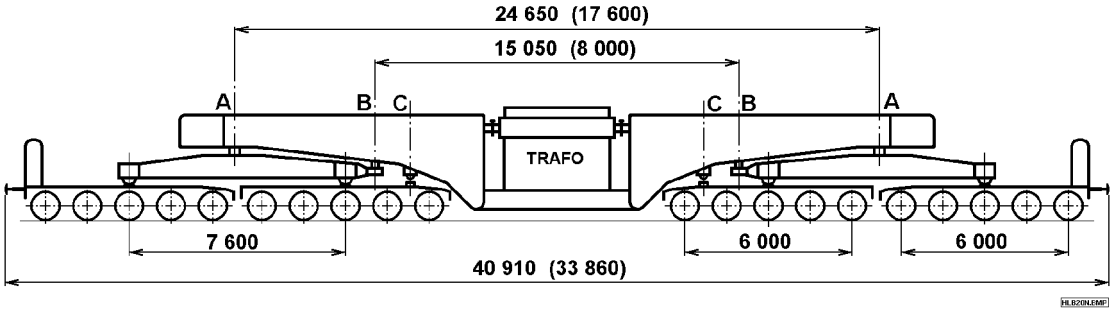


ULOŽENIE SKRINE NÁKLADNÉHO VAGÓNA S VYPRUŽENÝMI KLZNICAMI (nad 100 km/h)

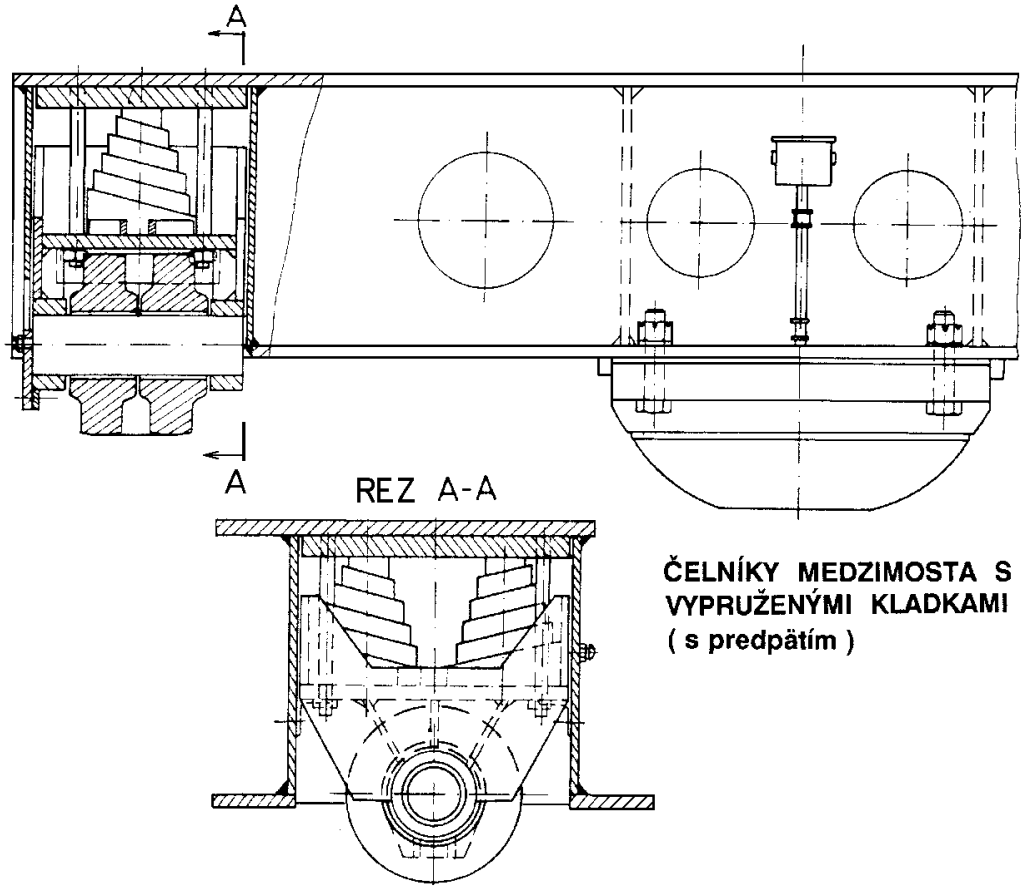


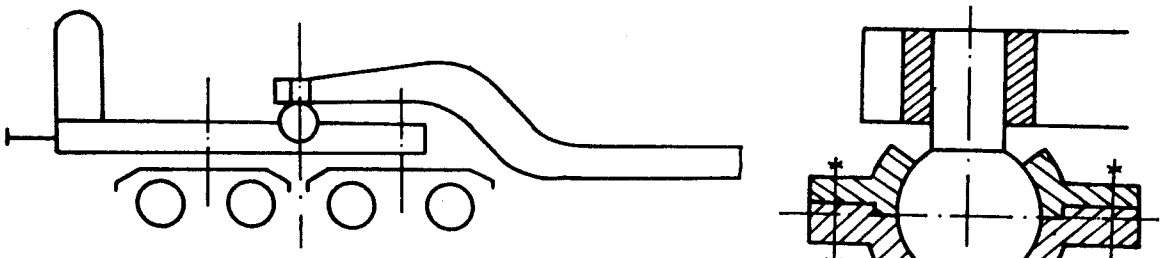
ČELNÍK MOSTA S PEVNÝMI KLADKAMI (10-nápravový hlbinný vozeň)



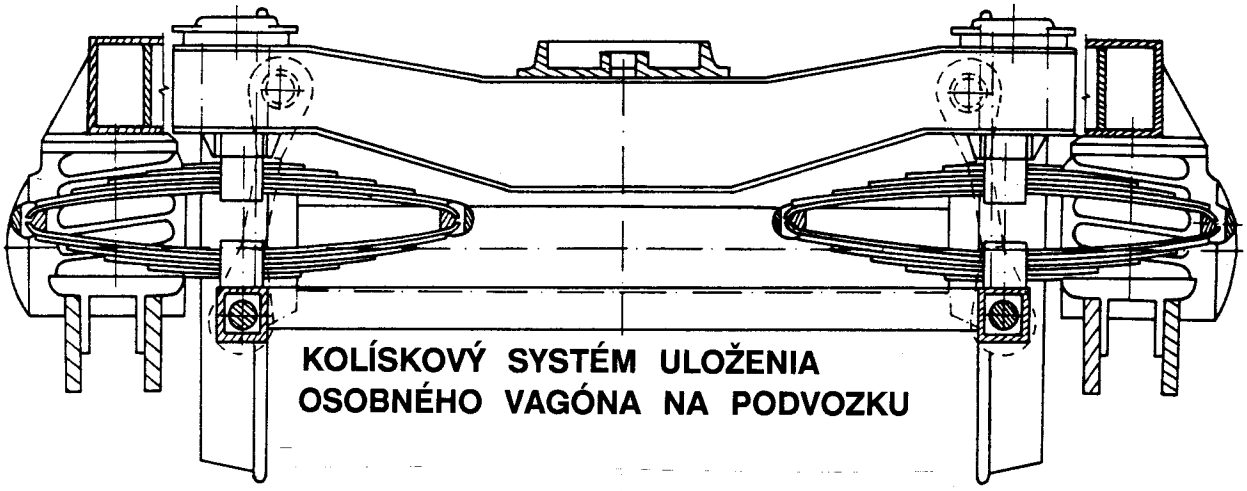


HLBINOVÝ 20-NÁPRAVOVÝ VOZEŇ S DELENÝM MOSTOM NA PREPRAVU TRANSFORMÁTOROV (Hmotnosť 240 t)

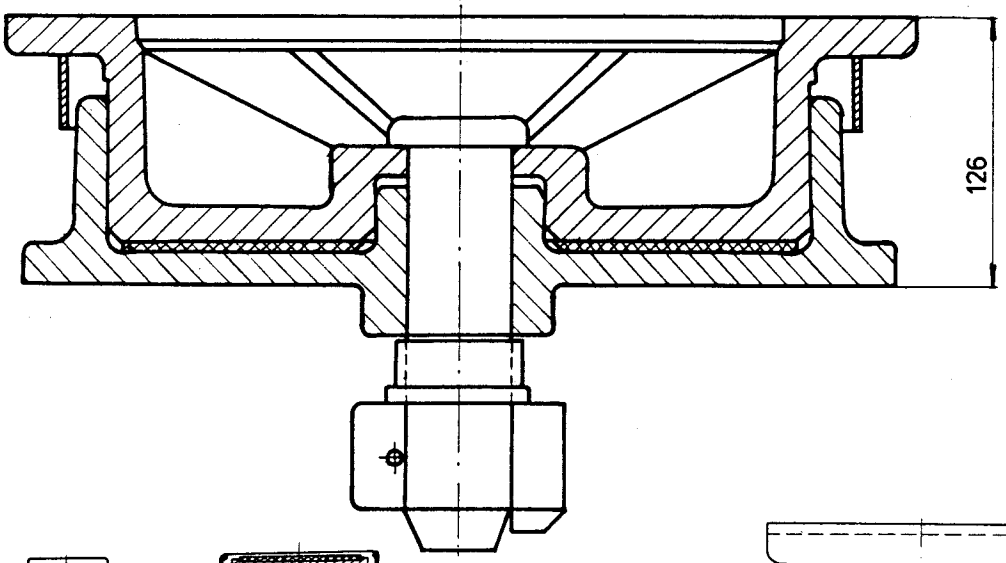


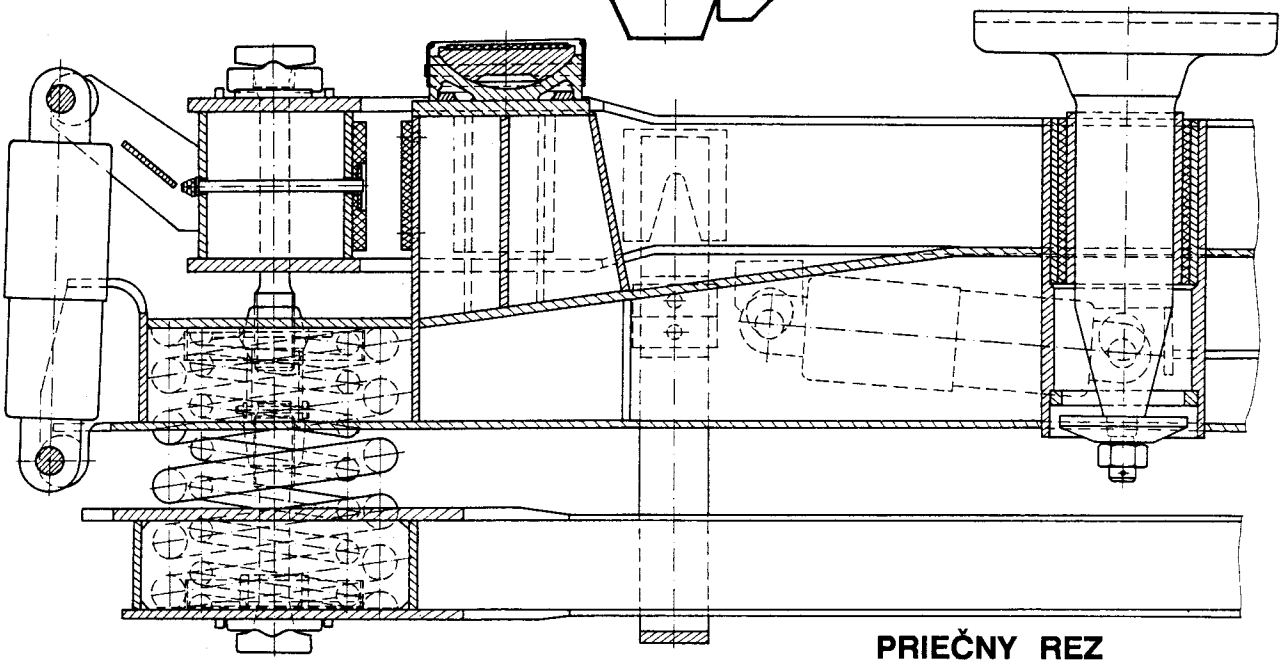


GUĽOVÝ OTOČNÝ ČAP ULOŽENÝ DO MEDZIMOSTA



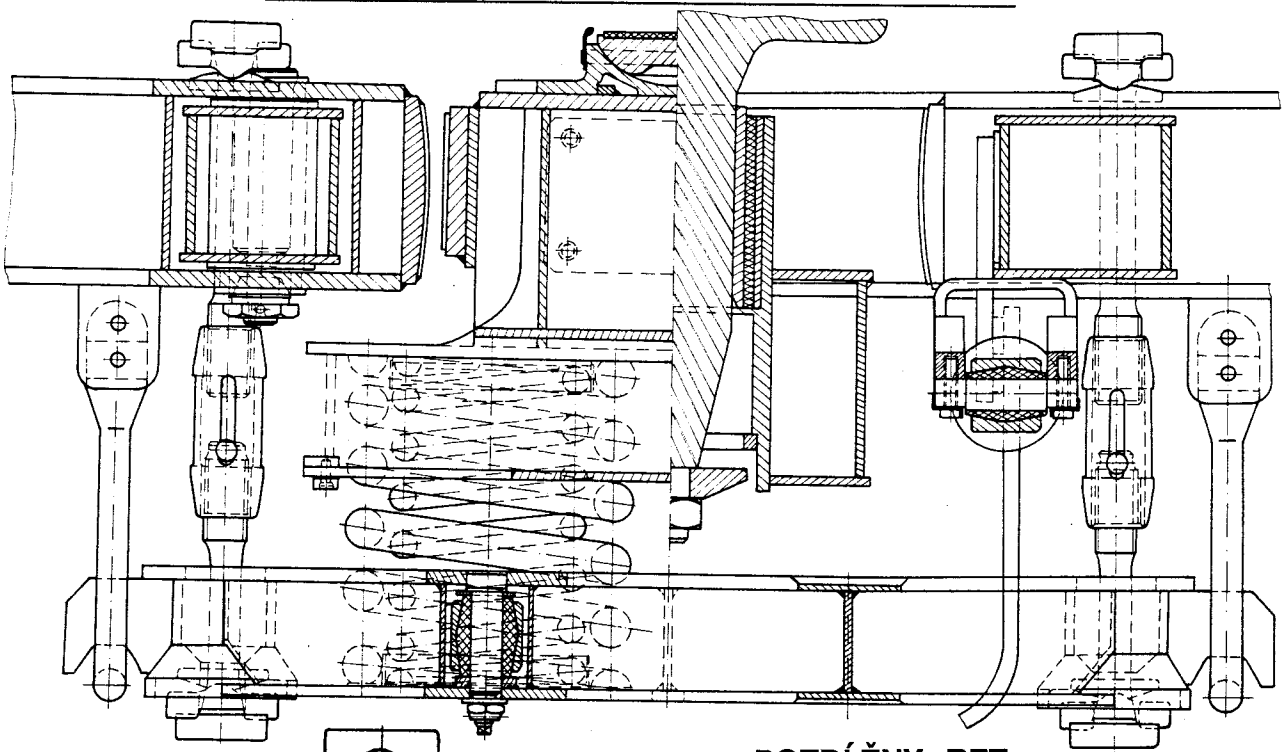
KOLÍSKOVÝ SYSTÉM ULOŽENIA OSOBNÉHO VAGÓNA NA PODVOZKU



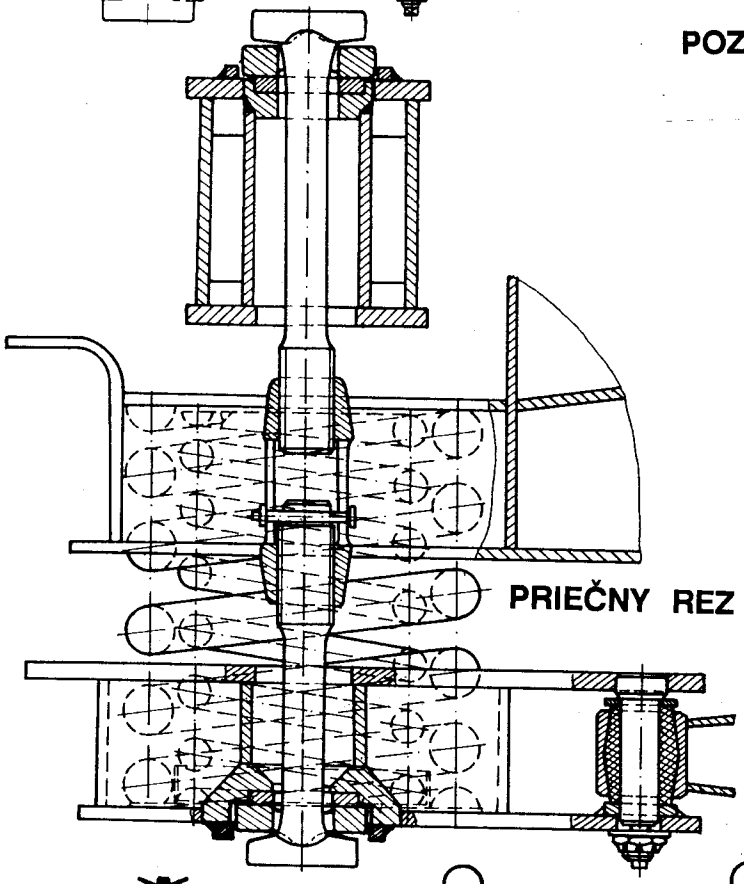


PRIEČNY REZ

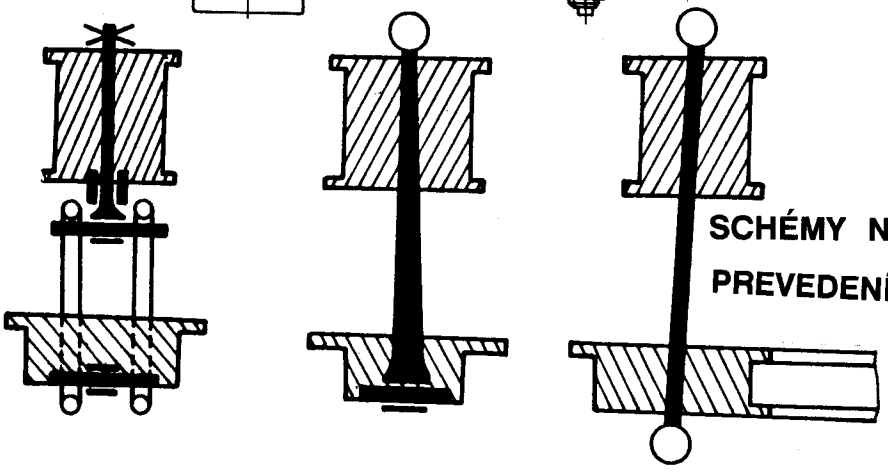
PODVOZOK TYP 8 - 801.2 (vozne Bai z r. 1972)



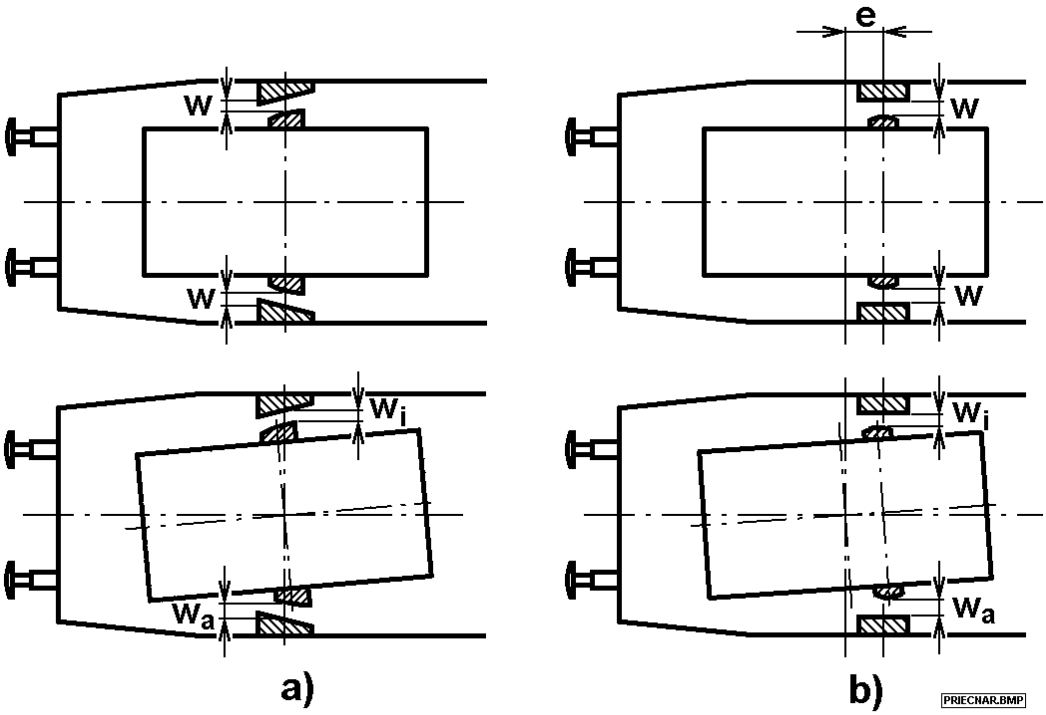
POZDĽŽNY REZ



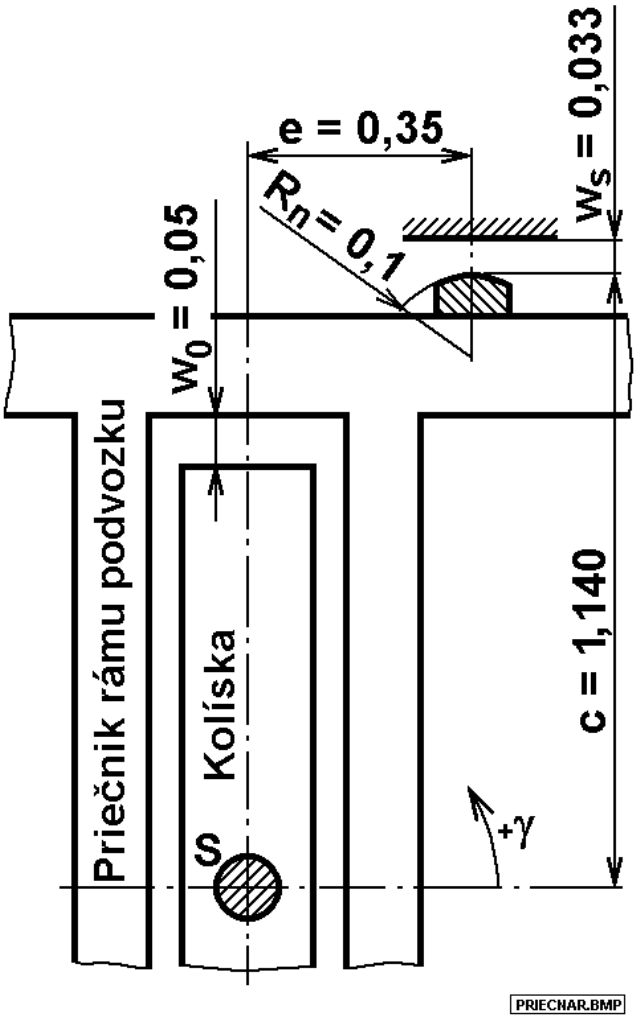
PRIEČNY REZ V MIESTE NOSNÍKA PRUŽÍN



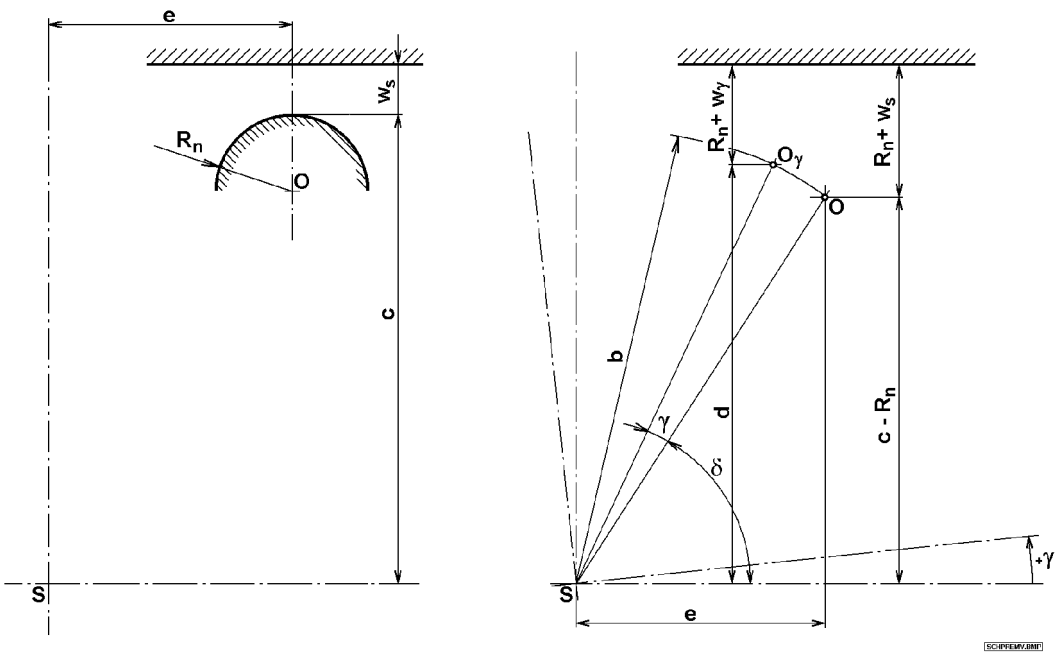
SCHÉMY NAJOBVYKLEJŠÍCH
PREVEDENÍ ZÁVESOV



PRIEČNE NARÁŽKY S PREMENLIVOU VÔĽOUI



USPORIADANIE PRIEČNYCH NARÁŽOK S PREMENLIVOU VÔĽOU



VÝPOČT. SCHÉMA PRIEČNYCH NARÁŽOK S PREMENLIVOU VÔĽOU

$$w_\gamma = w_s + (c - R_n) - d,$$

$$(c - R_n) = b.\sin\delta,$$

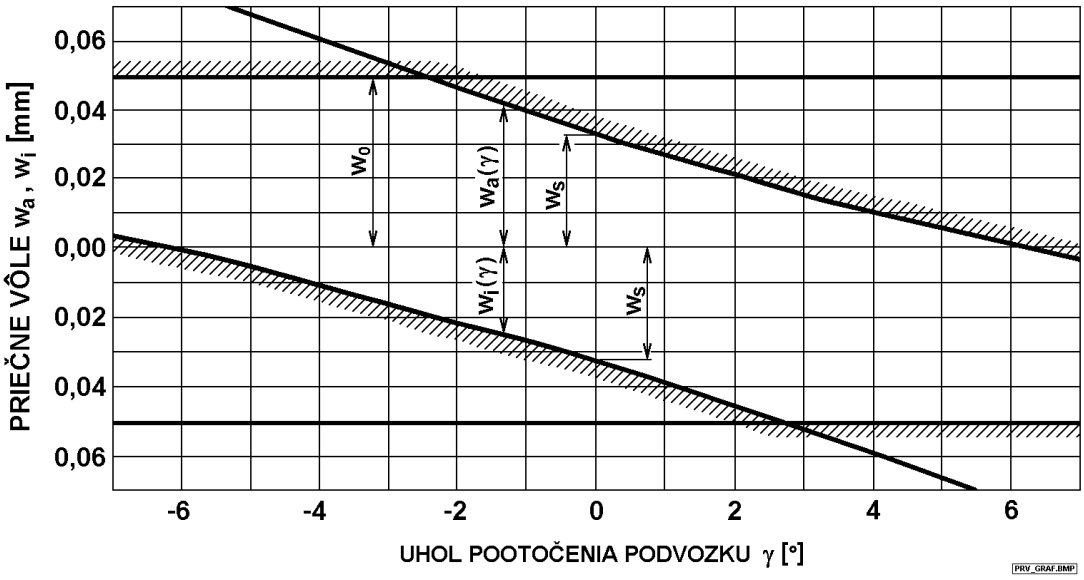
$$d = b.\sin(\delta + \gamma) = b.(\sin\delta.\cos\gamma + \cos\delta.\sin\gamma),$$

$$w_\gamma = w_s + (c - R_n).(1 - \cos\gamma) - e.\sin\gamma$$

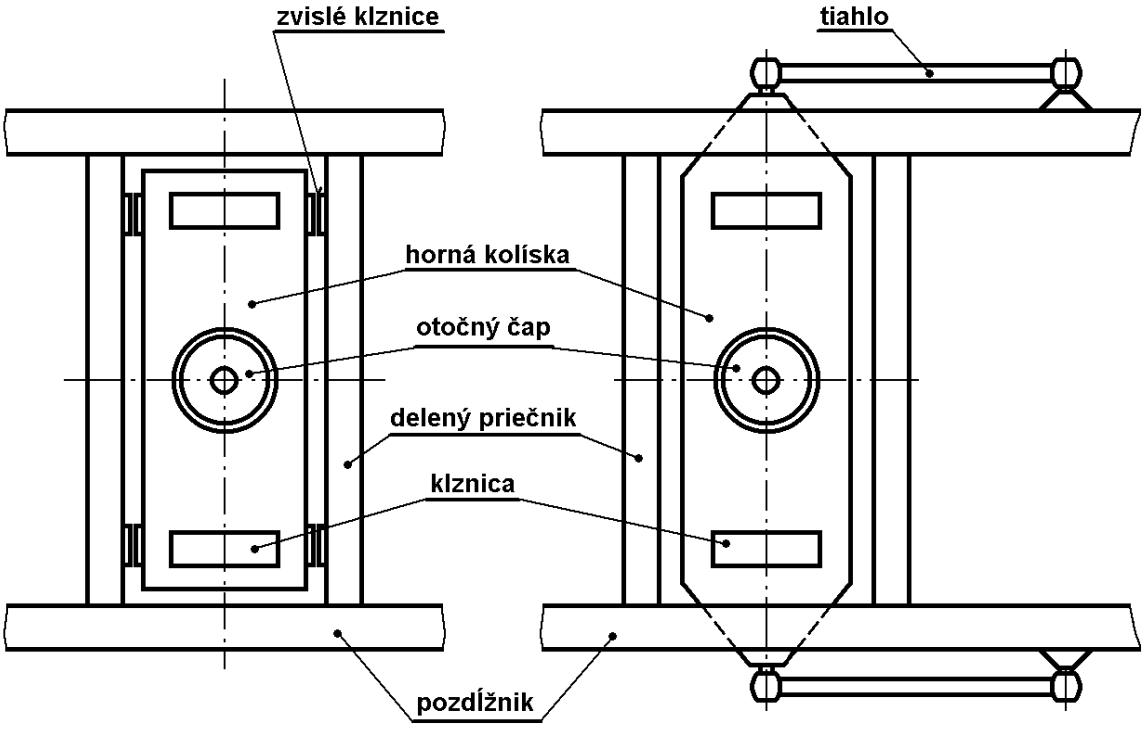
Po linearizácii: $w_\gamma \doteq w_s - e.\sin\gamma$.

Uhol natočenia podvozkov voči skrini: $\sin\gamma = \dfrac{B}{2.R}$,

(B - vzdialenosť otočných čapov, R - polomer oblúka)



ZÁVISLOSŤ VEĽKOSTI PRIEČNYCH VÔLI NA UHLE NATOČENIA PODVOZKU VOČI SKRINI PRI PRECHODE OBLÚKOM KOĽAJE

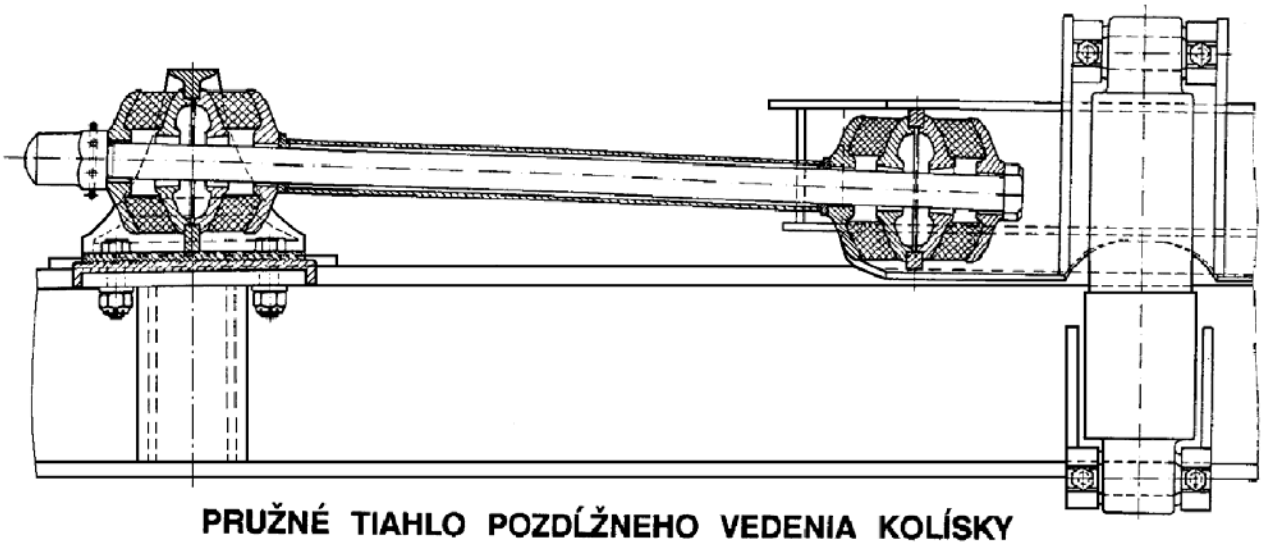


Vedenie kolísky zvislými klznicami

Vedenie kolísky pozdĺžnymi tiahlami

VEDKOLIS.BMP

VEDENIE KOLÍSKY
(PRENOS POZDĹŽNYCH SÍL MEDZI SKRŇOU A PODVOZKOM)



PRUŽNÉ TIAHLO POZDĹŽNEHO VEDENIA KOLÍSKY

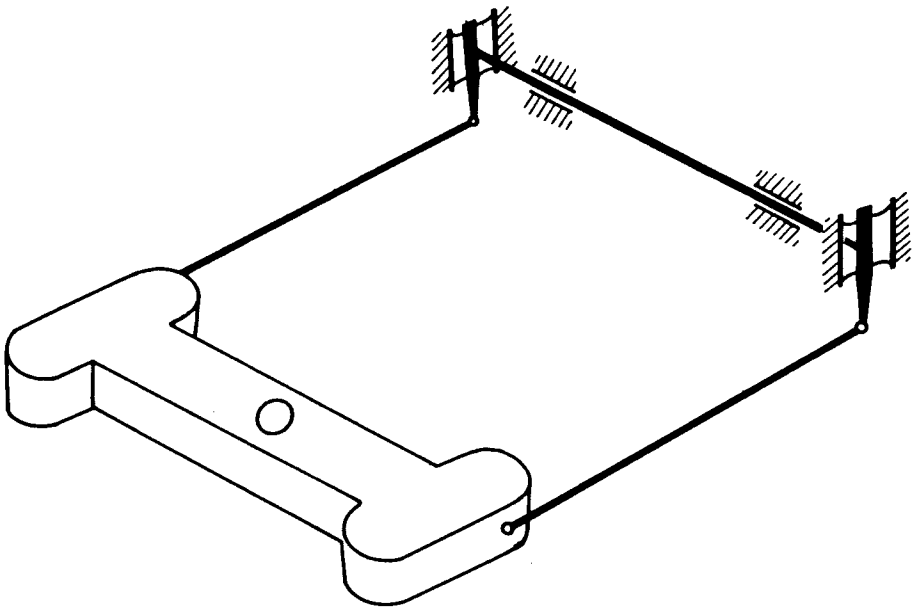
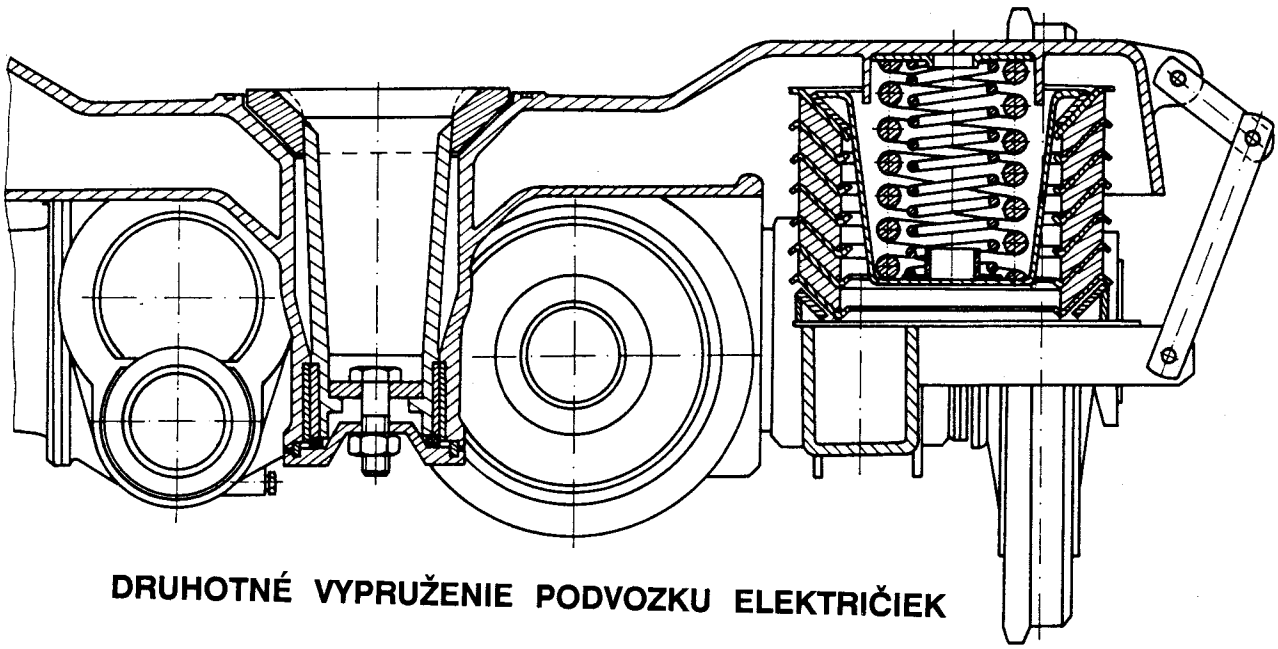


SCHÉMA VÄZBY KOLÍSKY S ODDELENOU TUHOSŤOU V POZDĽŽNOM SMERE A UHLOVOU TUHOSŤOU



DRUHOTNÉ VYPRUŽENIE PODVOZKU ELEKTRIČIEK

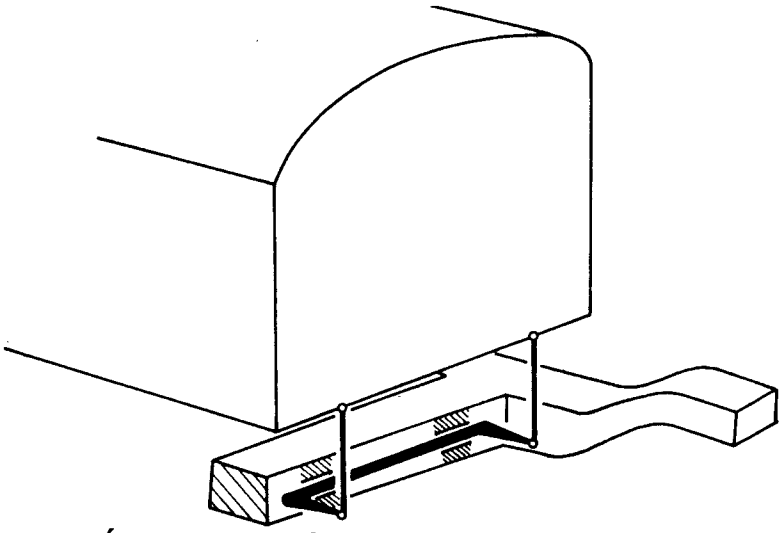
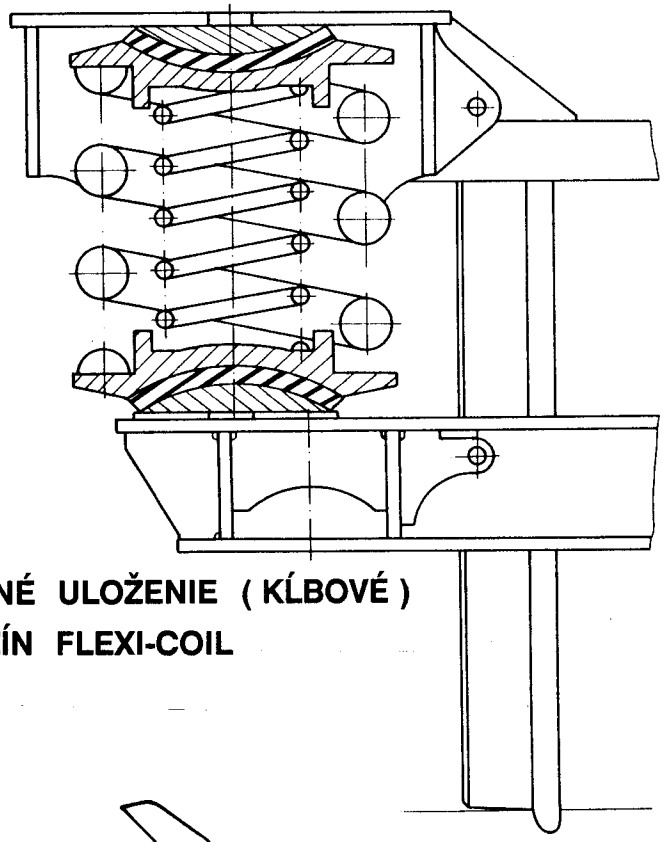
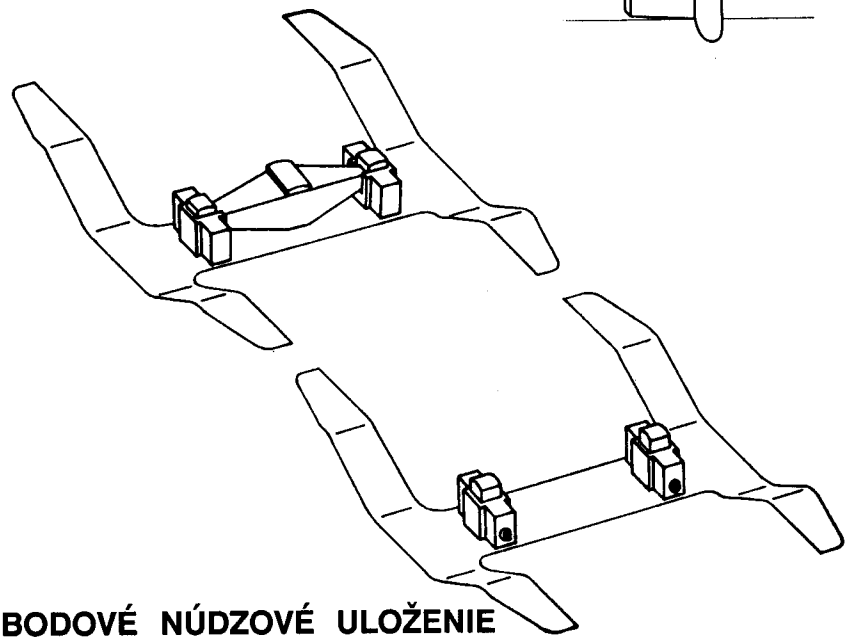


SCHÉMA TORZNÉHO STABILIZÁTORA SKRINE



PRUŽNÉ ULOŽENIE (KĽBOVÉ)
PRUŽÍN FLEXI-COIL



TROJBODOVÉ NÚDZOVÉ ULOŽENIE
SKRINE MOT. VOZŇA 842 (M 273.2)

ULOŽENIE MOSTA HLBINNÉHO VOZŇA Uaai NA PODVOZKU

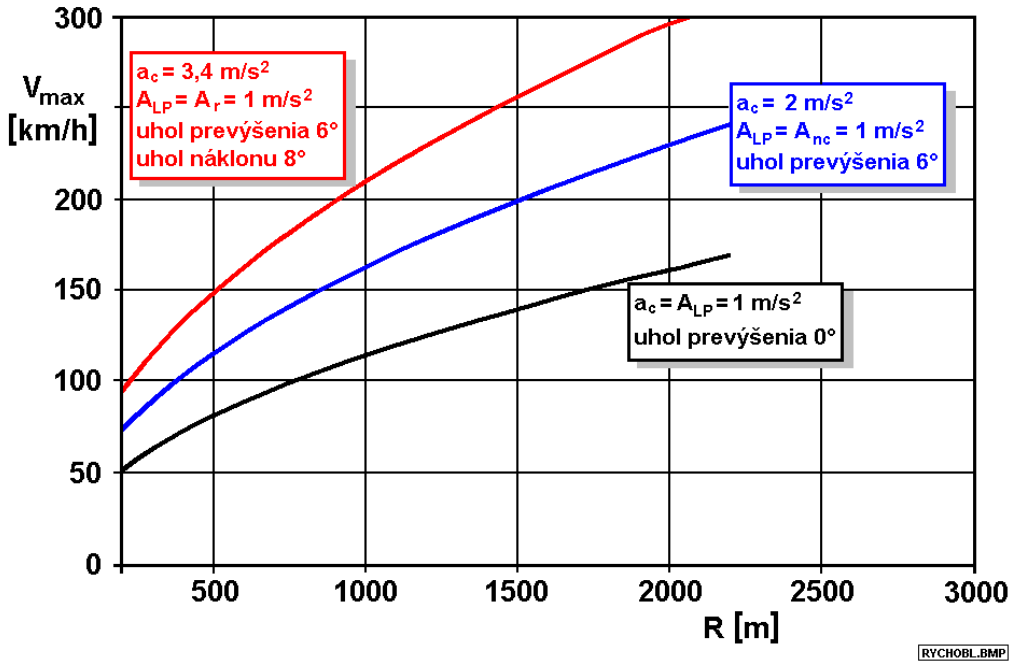
ULOŽENIE JEDNEJ ČASTI RÁMU NA STREDNOM PODVOZKU

ULOŽENIE SKRINE NA PNEUMATICKÉ VYPRUŽENIE

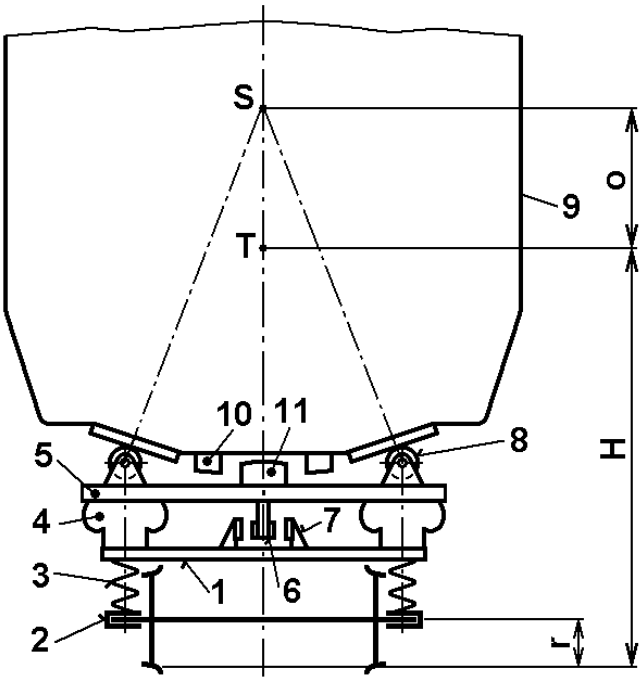
$$V = \sqrt{a_c . R},$$ V neprevýšenej koľaji

$$V = \sqrt{(a_{nc} + g.\varphi).R},$$ V koľaji s prevýšením (n)

$$V = \sqrt{[a_{LP} + g.(\varphi + \theta)].R}.$$ V prevýšenej koľaji s naklápacou skriňou (2)



RÝCHLOSŤ JAZDY OBLÚKOM PRI ROVNAKEJ HODNOTE PRIEČNEHO ZRÝCHLENIA A_{LP} = 1 ms^{-2} PÔSOBIACEHO NA CESTUJÚCEHO



1 - rám podvozku
2 - nápravové ložisko
3 - prvotné vypruženie
4 - pneumatické druhotné vypruženie
5- vložený priečnik
6, 7 - narážky podvozku
8 - valček naklápania
9 - skriňa vozňa
10, 11 - narážky skrine vozňa

PENDVUKV.PCX

PRIRODZENÝ SYSTÉM NAKLÁPANIA SKRINE ULOŽENÍM NA VALČEKY (VÚKV PRAHA)

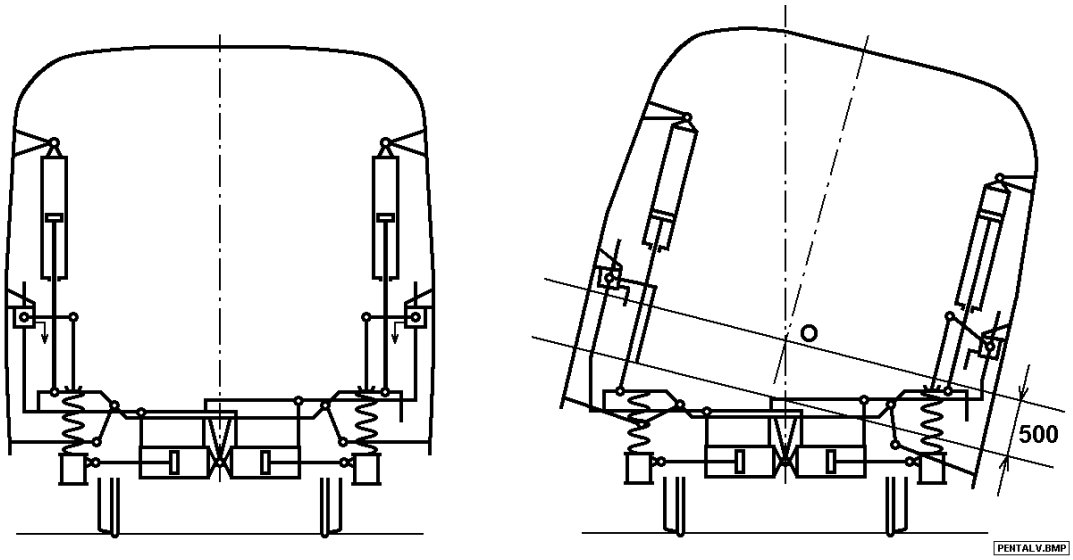


SCHÉMA PÔVODNEJ TALIANSKEJ KONCEPCIE NAKLÁPANIA SKRINE

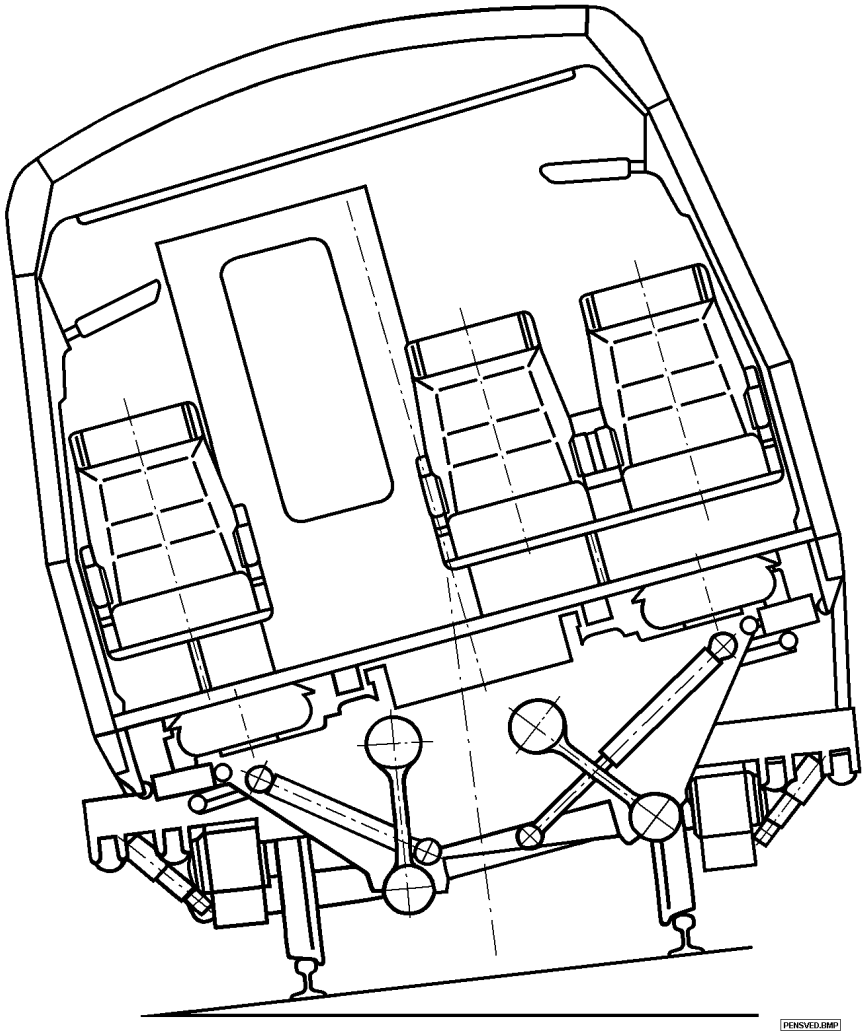


SCHÉMA NAKLÁPANIA SKRINE ŠVÉDSKEJ KONCEPCIE

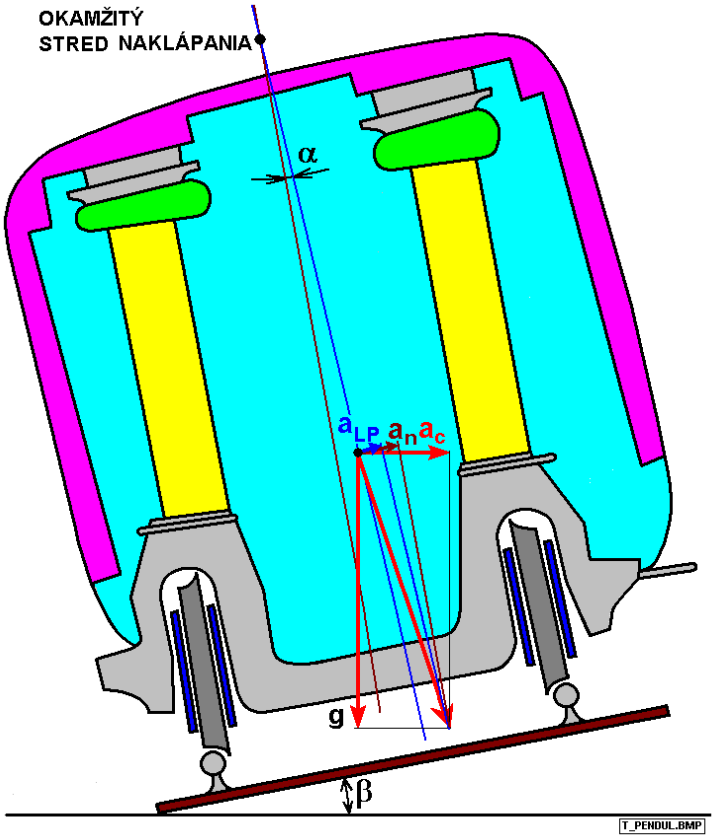


SCHÉMA NAKLÁPANIA SKRINE TALGO PENDULAR

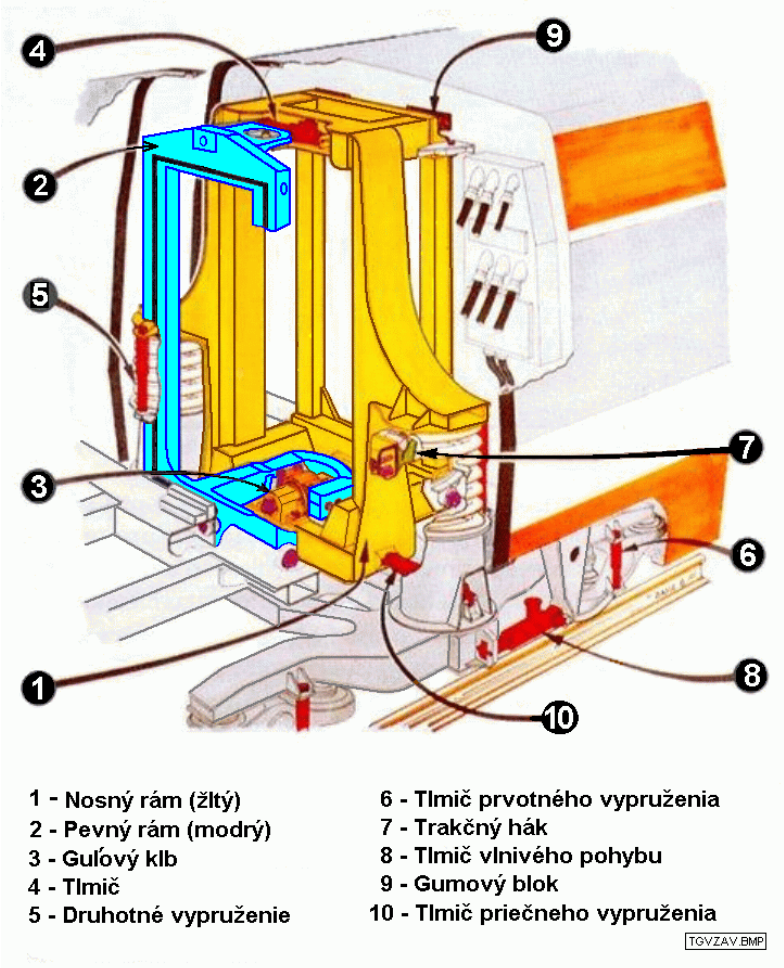
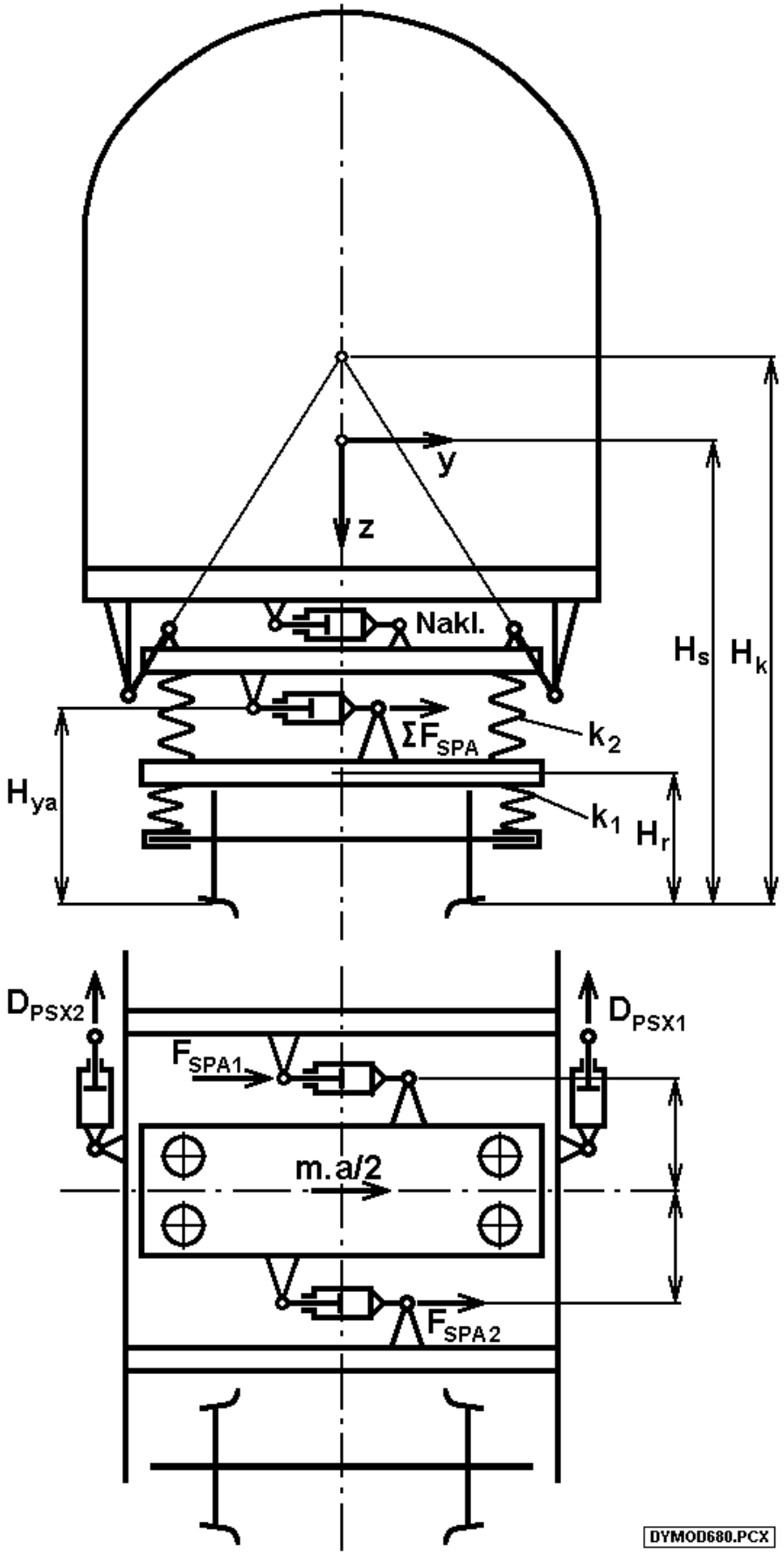
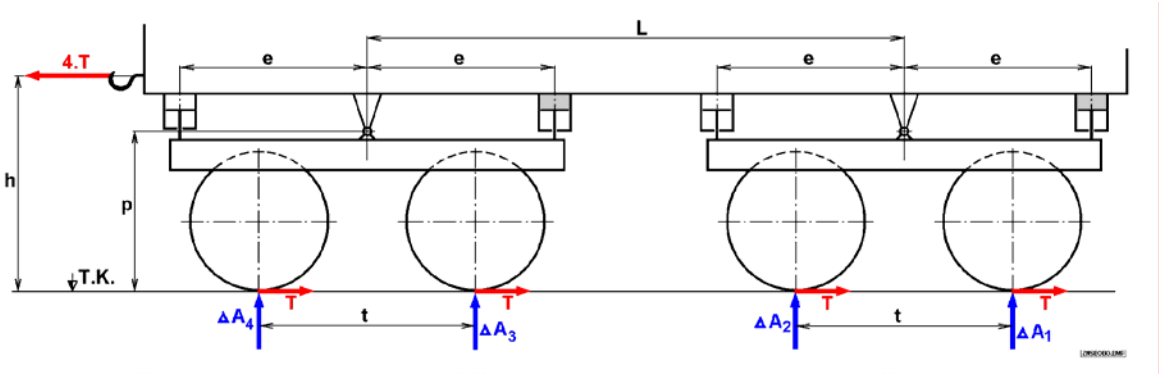


SCHÉMA NAKLÁPANIA SKRINE TGV

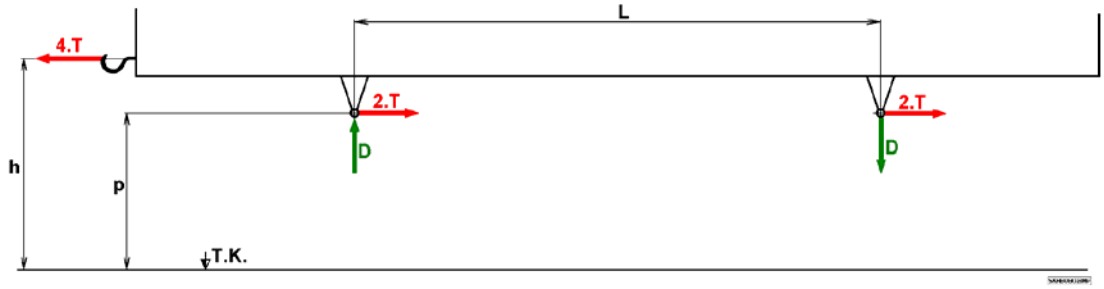


DYNAMICKÝ MODEL POJAZDU ELEKTRICKEJ JEDNOTKY R. 680 (ČD)

ZMENY ZVISLÝCH NÁPRAVOVÝCH SÍL SPÔSOBENÉ ŤAŽNOU SILOU

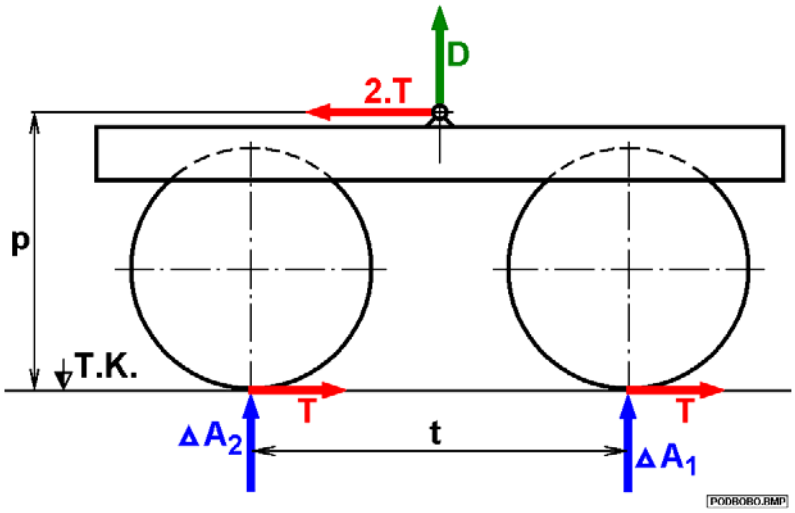


VÝPOČTOVÁ SCHÉMA RUŠŇA Bo'Bo' S VYROVNÁVAČMI ZVISLÝCH NÁPRAVOVÝCH SÍL



UVOĽNENIE SKRINE (BEZ VYROVNÁVAČOV)

$$D = \frac{4.T.(h-p)}{L}$$



Rovnice silovej a momentovej rovnováhy podvozku:

$$D + \Delta A_1 + \Delta A_2 = 0$$

$$2.T.p + \Delta A_1.\frac{t}{2} - \Delta A_2.\frac{t}{2} = 0$$

Zmeny zvislých nápravových síl:

$$\Delta A_1 = -2.T.\left(\frac{h-p}{L} + \frac{p}{t}\right) = \xi_1.T\ ,$$

$$\Delta A_2 = -2.T.\left(\frac{h-p}{L} - \frac{p}{t}\right) = \xi_2.T\ ,$$

$$\Delta A_3 = 2.T.\left(\frac{h-p}{L} - \frac{p}{t}\right) = \xi_3.T\ ,$$

$$\Delta A_4 = 2.T.\left(\frac{h-p}{L} + \frac{p}{t}\right) = \xi_4.T\ .$$

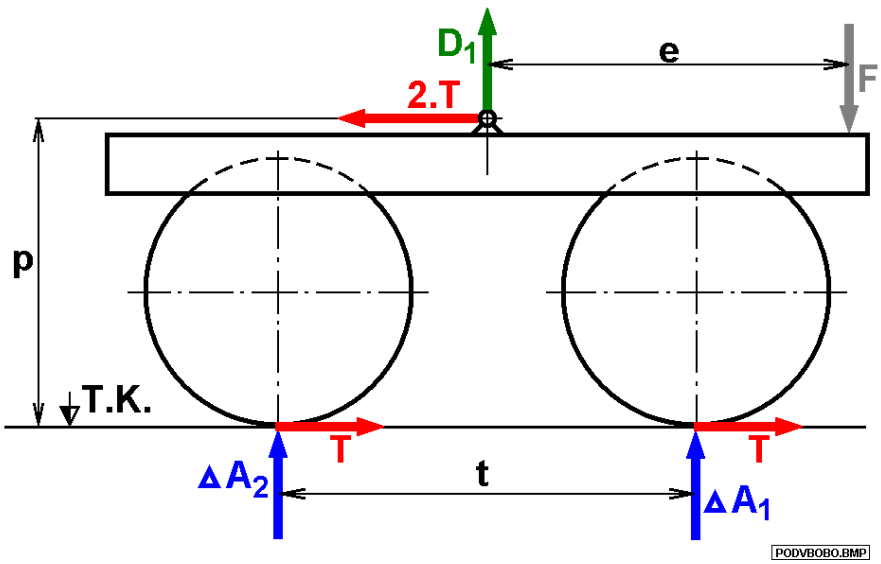
Maximálna dosiahnuteľná ťažná sila (na1.náprave):

$$T_1 = \frac{\mu.A_0}{1-\mu.\xi_1}$$

Súčiniteľ využitia adhéznej hmotnosti:

$$\eta_{adh} = \frac{\dfrac{4.\mu.A_0}{1-\mu.\xi_1}}{4.\mu.A_0} = \frac{1}{1-\mu.\xi_1}$$

ZMENY ZVISLÝCH NÁPRAVOVÝCH SÍL PRI PÔSOBENÍ VYROVNÁVACICH VALCOV



UVOĽNENIE PREDNÉHO PODVOZKU
(s vyrovnávačmi zvislých nápravových síl)

Rovnice silovej (vo zvislom smere) a momentovej rovnováhy predného podvozku:

$$D_1 - F + \Delta A_1 + \Delta A_2 = 0$$

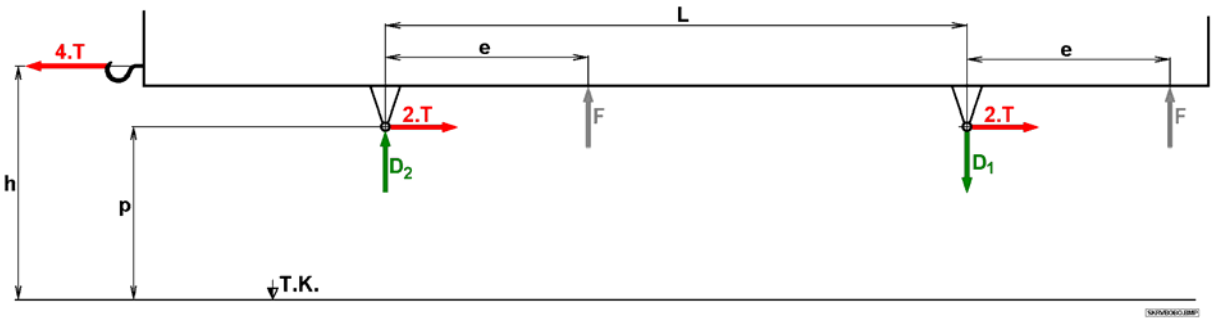
$$2.T.p + \Delta A_1.\frac{t}{2} - \Delta A_2.\frac{t}{2} - F.e = 0$$

PODMIENKA MECHANICKÉHO OPTIMA:

$$^aA_1 = {}^aA_2 = {}^aA$$

$$F = \frac{2.T.p}{e}$$

$$\Delta A = \frac{\frac{2.T.p}{e} - D_1}{2}$$



UVOĽNENIE SKRINE (s vyrovnávačmi zvislých nápravových síl v činnosti)

Rovnice silovej a momentovej rovnováhy skrine (s vyrovnávačmi):

$$D_2 + 2.F - D_1 = 0$$

$$4.T.(h-p) - D_1.L + F.e + F.(e+L) = 0$$

Maximálne odľahčenie na oboch nápravách predného podvozku (s vyrovnávačmi zvislých nápravových síl):

$$\Delta A = -\frac{2.T.h}{L} = \xi_1.T$$

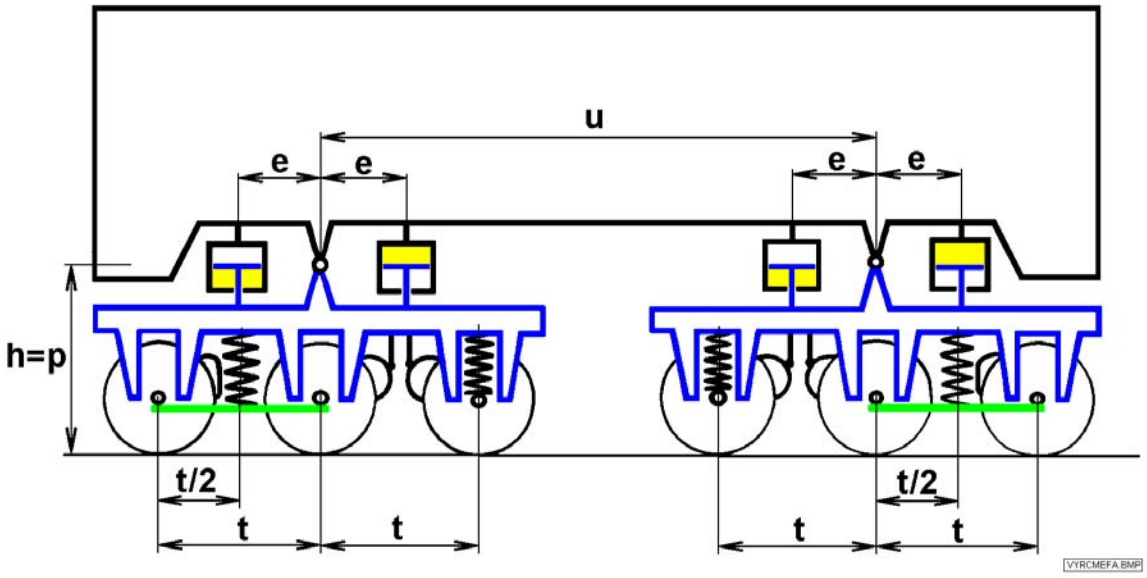
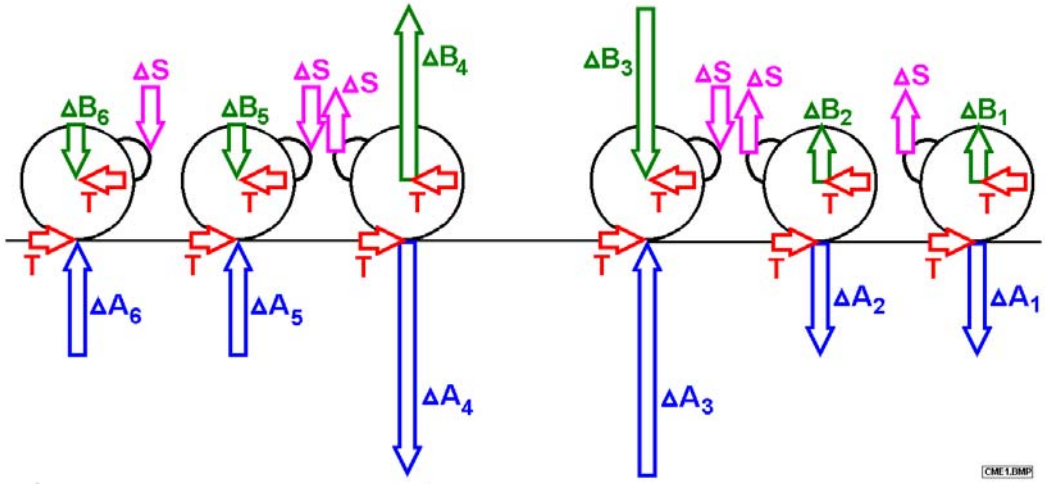


SCHÉMA ZARIADENIA NA VYROVNÁVANIE ZVISLÝCH NÁPRAVOVÝCH SÍL R. 771

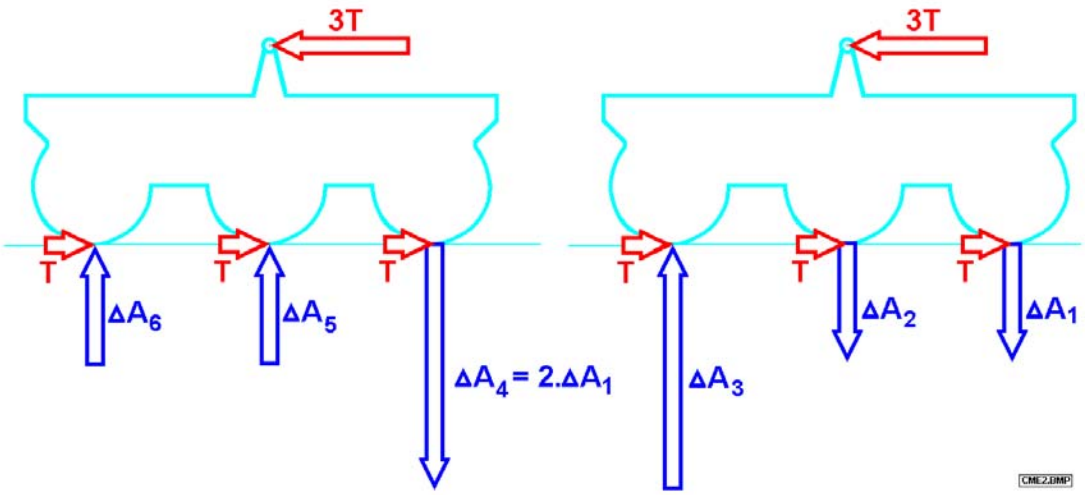


ZMENY SÍL PÔSOBIACICH NA DVOJKOLESIA A TM - BEZ POUŽITIA VYROVNÁVANIA ZVISLÝCH NÁPRAVOVÝCH SÍL

VĎAKA PREVAHADLOVANIU VYPUŽENIA PLATÍ:

$$\Delta B_1 = \Delta B_2 = \Delta B_5 = \Delta B_6$$

$$\Delta A_1 = \Delta A_2 = \Delta A_5 = \Delta A_6$$



SILY PÔSOBIACE NA PODVOZKY - BEZ VYROVNÁVANIA ZVISLÝCH NÁPRAVOVÝCH SÍL R. 771

ROVNOVÁHA VONKAJŠÍCH SÍL PÔSOBIACICH NA PODVOZKY:

$$\Delta A_1 + \Delta A_2 - \Delta A_3 = 0$$

$$\Delta A_1 . 2.t + \Delta A_2 . t - 3 . T . p = 0$$

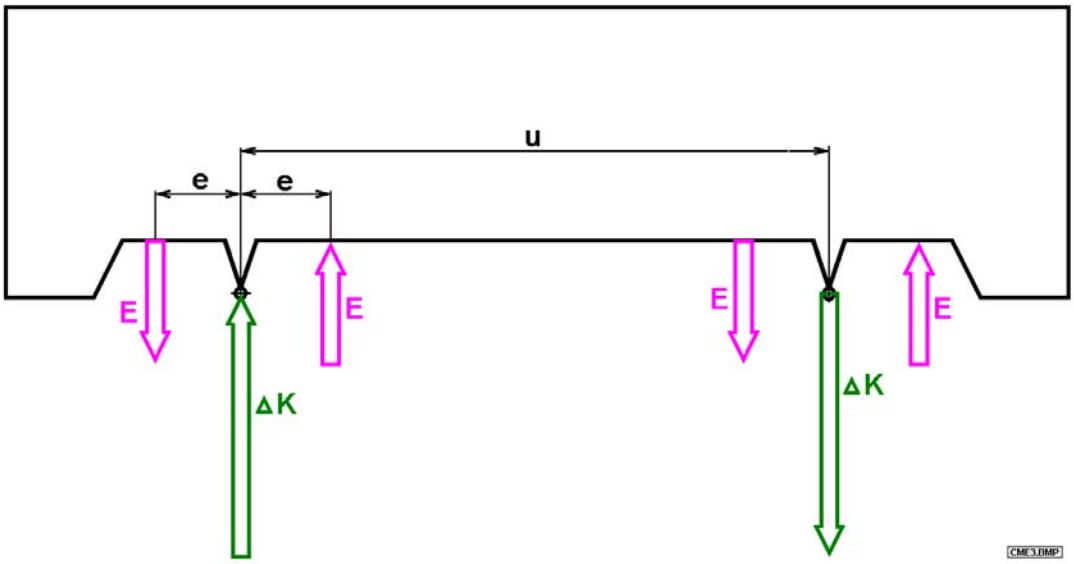
ĎALEJ PLATÍ:

$$\Delta A_3 = 2 . \Delta A_1$$

$$\Delta A_1 = \frac{T . p}{t}$$

PODOBNÉ VZŤAHY PLATIA AJ PRE ZADNÝ PODVOZOK NAJVIAC BUDE ODĽAHČENÁ 4. NÁPRAVA

$$\Delta A_4 = \frac{2 . T . p}{t}$$

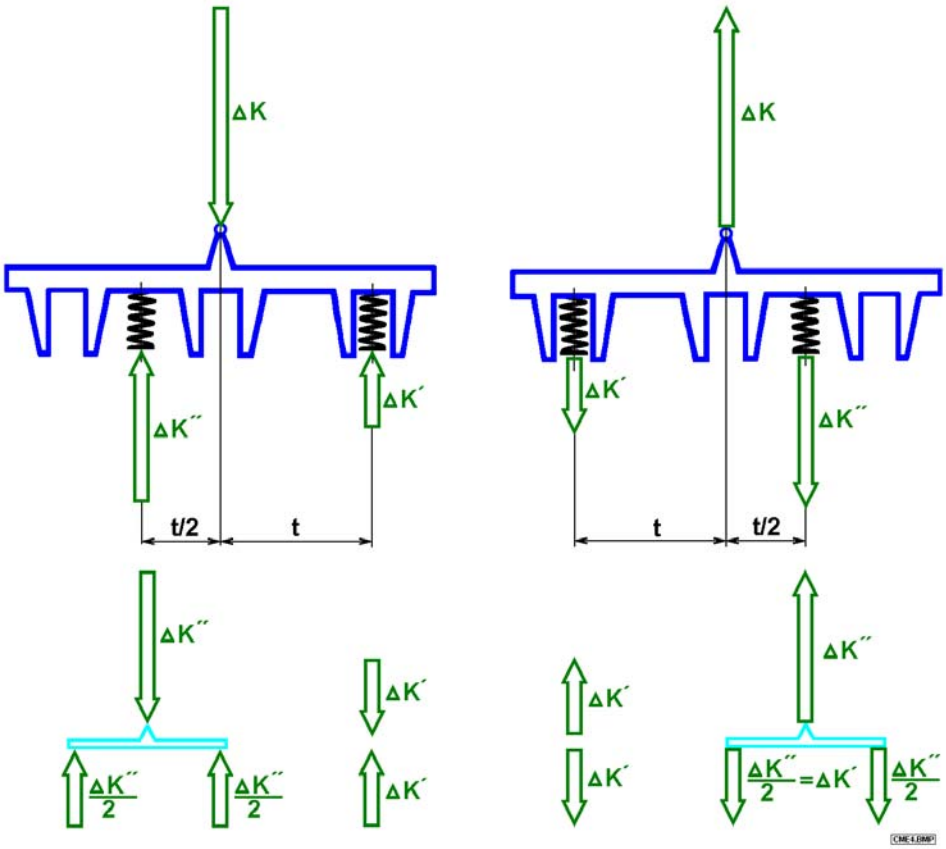


SILY OD PNEUMATICKÝ VALCOV A ZMENY ZAŤAŽENIA PODVOZKOV

ROVNOVÁHA MOMENTOV SÍL PÔSOBIACICH NA SKRIŇU:

$$\Delta K.u - E.e - E.e + E.(u-e) - E.(u+e) = 0$$

$$\Delta K = \frac{4.E.e}{u}$$



ZMENY ZAŤAŽENIA NÁPRAV OD ZMIEN ZAŤAŽENIA PODVOZKOV

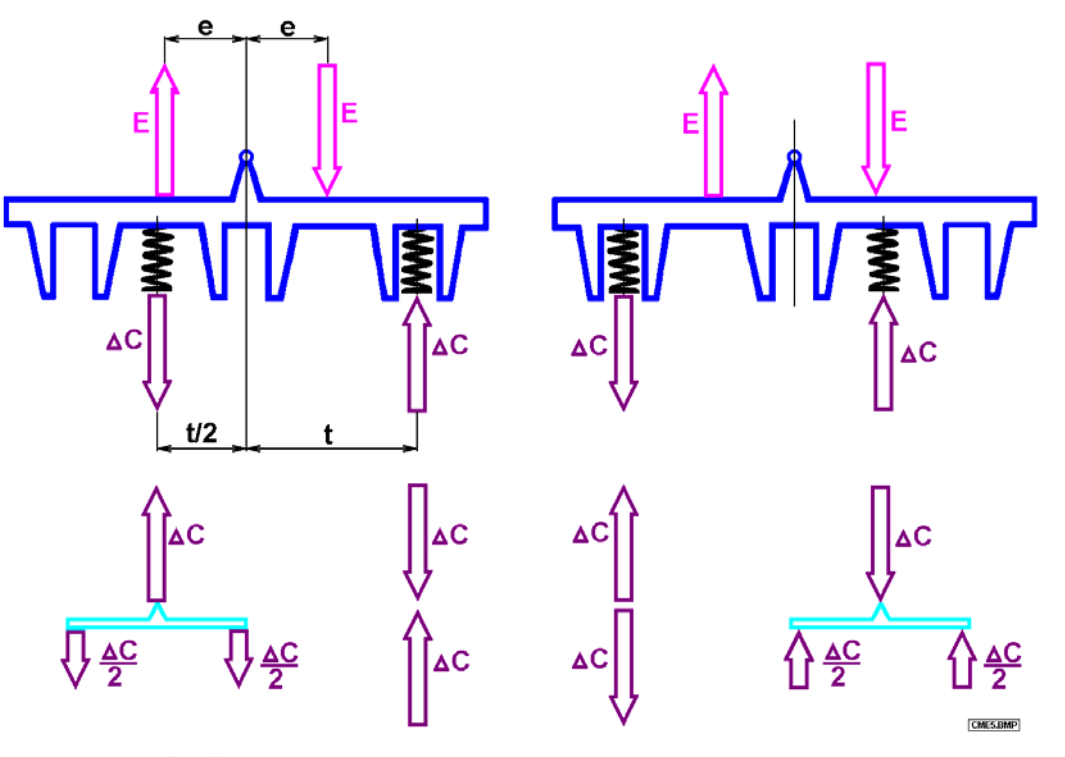
Z MOMENTOVEJ ROVNOVÁHY PODVOZKOV VYPLÝVA:

$$\Delta K'.t - \Delta K''.\frac{t}{2} = 0$$

$$\Delta K' = \frac{\Delta K''}{2}$$

VPLYVOM PREVAHADLOVANIA VYPRUŽENIA DÔJDE K ROVNAKÝM ZAŤAŽENIAM, RESP. ODĽAHČENIAM NÁPRAV:

$$\Delta K' = \frac{\Delta K}{3}$$

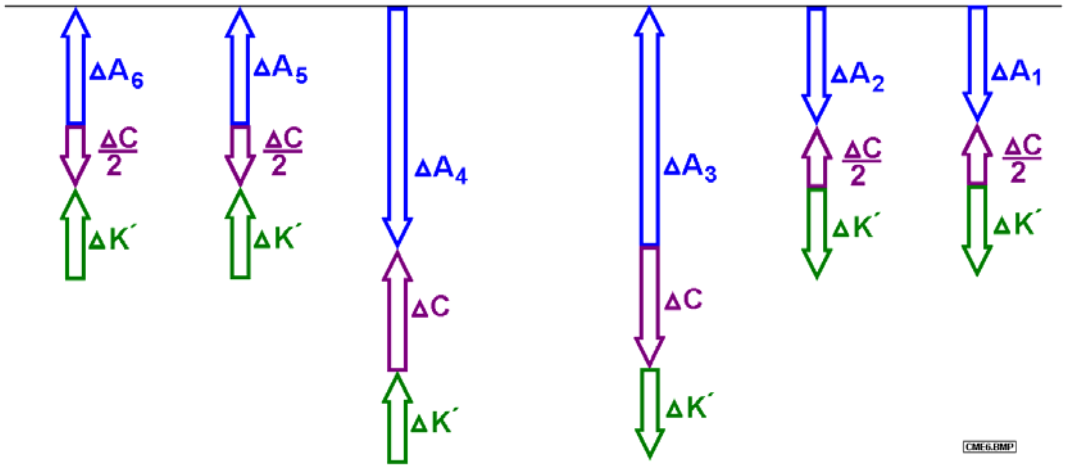


ZMENY ZAŤAŽENIA NÁPRAV OD SÍL V PNEUMATICKÝCH VALCOCH

Z MOMENTOVEJ ROVNOVÁHY VYPLÝVA ZMENA ZAŤAŽENIA VYPUŽENIA:

$$E.e + E.e - \Delta C.t - \Delta C.\frac{t}{2} = 0$$

$$\Delta C = \frac{4.E.e}{3.t}$$



SUPERPOZÍCIA ZMIEN ZAŤAŽENÍ OD KLOPENIA PODVOZKOV, ZMIEN ZVISLÉHO ZAŤAŽENIA PODVOZKOV A SÍL OD PNEUMATICKÝCH VALCOV

VÝSLEDNÉ ZMENY ZAŤAŽENIA NÁPRAV PRI PÔSOBENÍ PNEUMATICKÝCH VYROVNÁVACÍCH VALCOCH PRI ŤAŽNEJ SILE T = 215 kN

VÝSLEDNÉ ZMENY ZAŤAŽENÍ NÁPRAV PRI PÔSOBENÍ PNEUMATICKÝCH VALCOV:

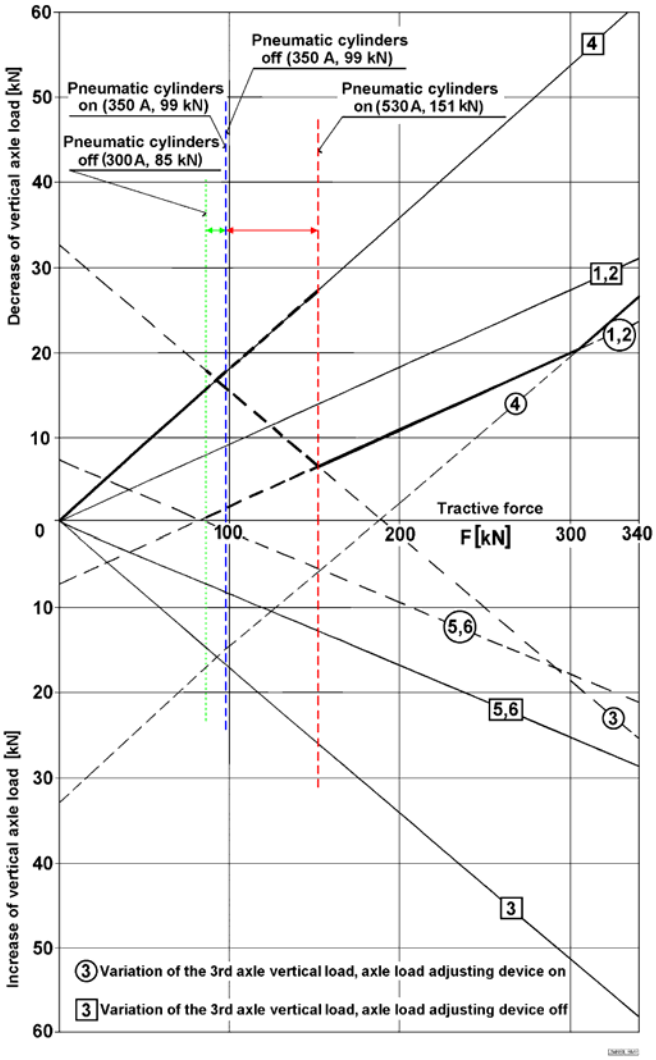
$$\Delta A'_1 = \Delta A'_2 = \Delta A'_5 = \Delta A'_6 = \frac{2.E.e}{3}.\left(\frac{2}{u} - \frac{1}{t}\right) + \frac{T.p}{t}$$

$$\Delta A'_3 = \Delta A'_4 = \frac{2.T.p}{t} - \frac{4.E.e}{3}.\left(\frac{2}{u} + \frac{1}{t}\right)$$

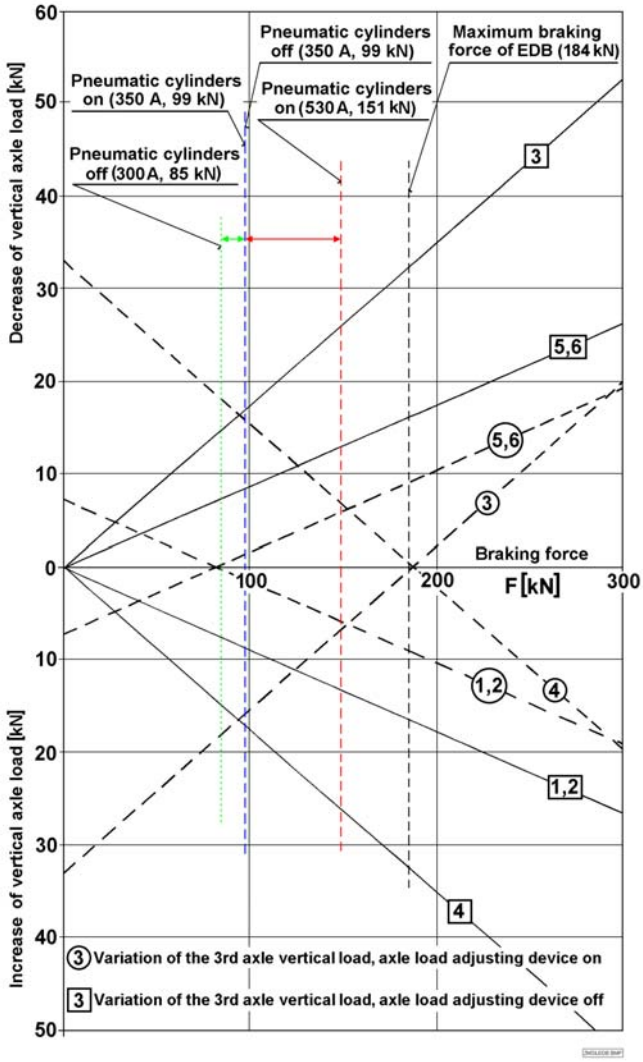
HODNOTY VELIČÍN VYSTUPUJÚCICH VO VZŤAHOCH SÚ:

u = 8 660 mm; t = 2 000 mm, p = 1 050 mm, e = 1 170 mm, E = 36 kN

MECHANICKÉ OPTIMUM SA DOSIAHNE IBA PRI ŤAŽNEJ SILE T = 164 kN.



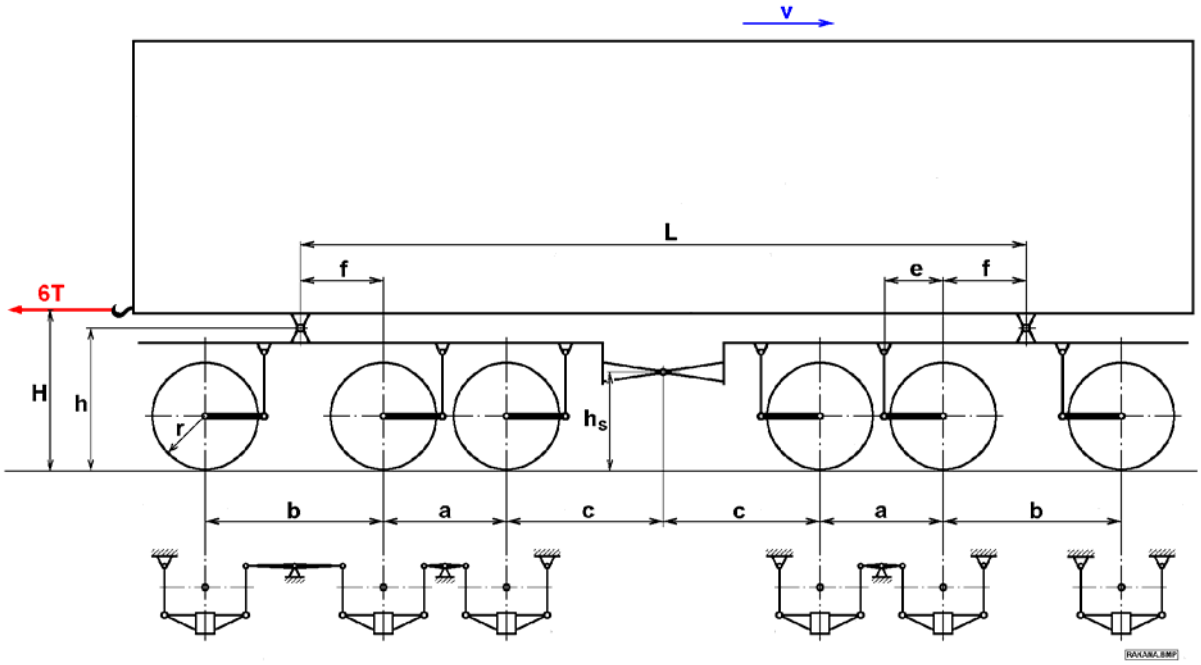
ZMENY ZVISLÝCH NÁPRAVOVÝCH SÍL
ŤAŽNÉ SILY (R. 773)



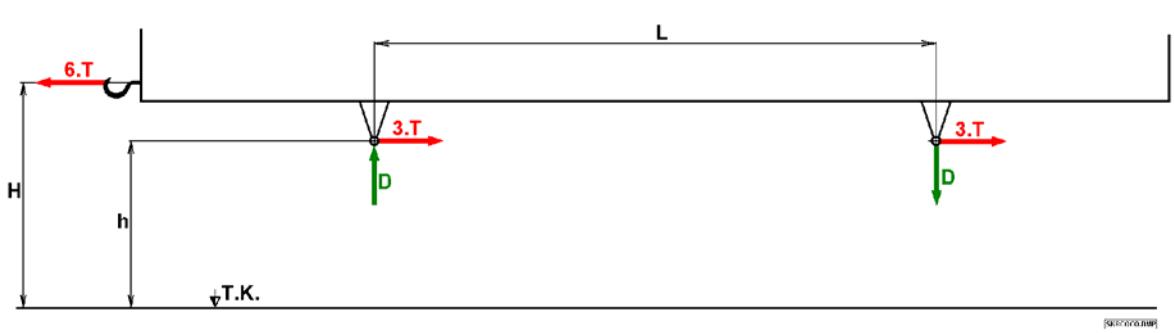
ZMENY NÁPRAVOVÝCH SÍL
EDB (R. 773)

ULOŽENIE SKRINE R. 771 NA PODVOZKU

HNACIE VOZIDLO SO ZVISLOU MEDZIPODVOZKOVOU VÄZBOU

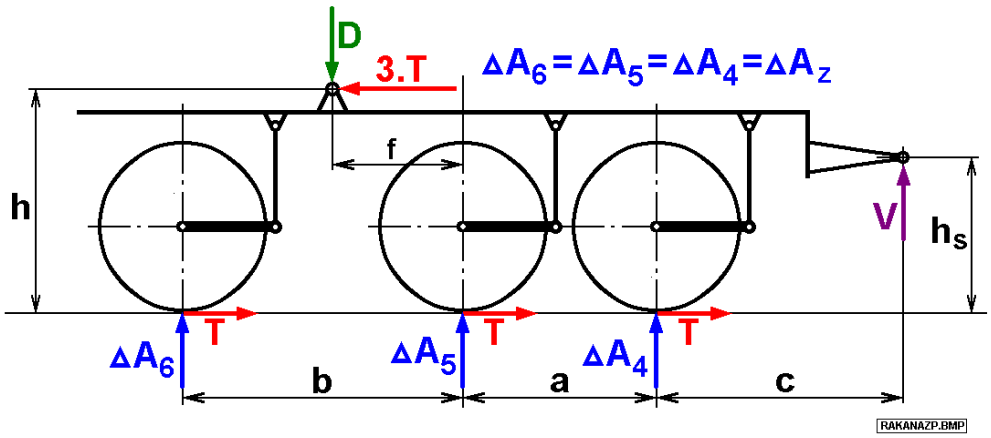


VÝPOČTOVÁ SCHÉMA RUŠŇA Co'Co' S TLAPOVÝMI TRAKČNÝMI MOTORMI, ZVISLOU MEDZIPODVOZKOVOU VÄZBOU A PREVAHADLOVANÝMI NÁPRAVOVÝM ILOŽISKAMI



UVOĽNENIE SKRINE

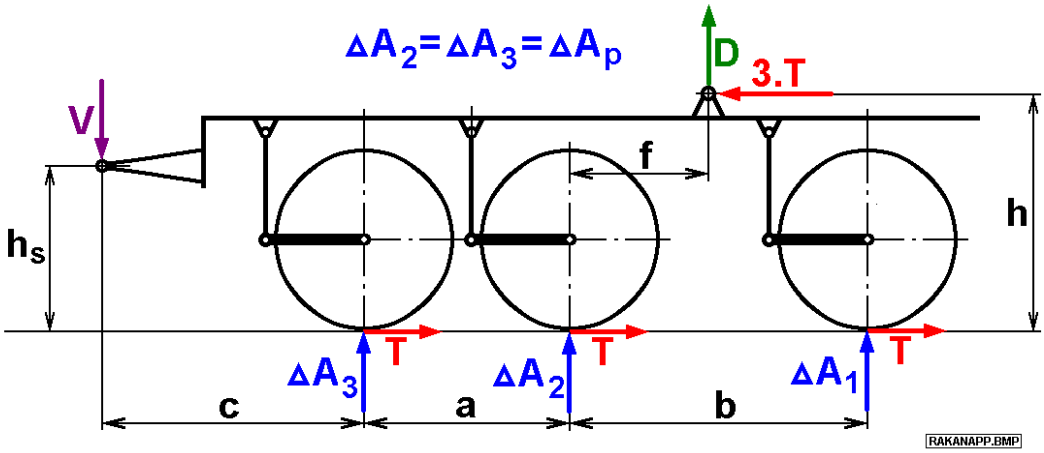
$$D = \frac{6.T.(H-h)}{L}$$



VÝPOČTOVÁ SCHÉMA ZADNÉHO PODVOZKU

Rovnica silovej rovnováhy: $3.\Delta A_z + V - D = 0$.

Rovnica momentovej rovnováhy: $3.T.h + V.(f + a + c) + \Delta A_z.(3.f + a - b) = 0$.



VÝPOČTOVÁ SCHÉMA PREDNÉHO PODVOZKU

Rovnica silovej rovnováhy: $\Delta A_1 + 2.\Delta A_p - V + D = 0$.

Rovnica momentovej rovnováhy:

$$3.T.h + V.(f + a + c) + \Delta A_1.(b - f) - \Delta A_p.(2.f + a) = 0 .$$

Výsledky riešenia:

$$V = \frac{6.T.(H - h)}{L} - \frac{9.T.H}{2.a + b + 3.c}$$

$$\Delta A_1 = \Delta A_p = -\frac{3.T.H}{2.a + b + 3.c}$$

$$\Delta A_z = \frac{3.T.H}{2.a + b + 3.c}$$

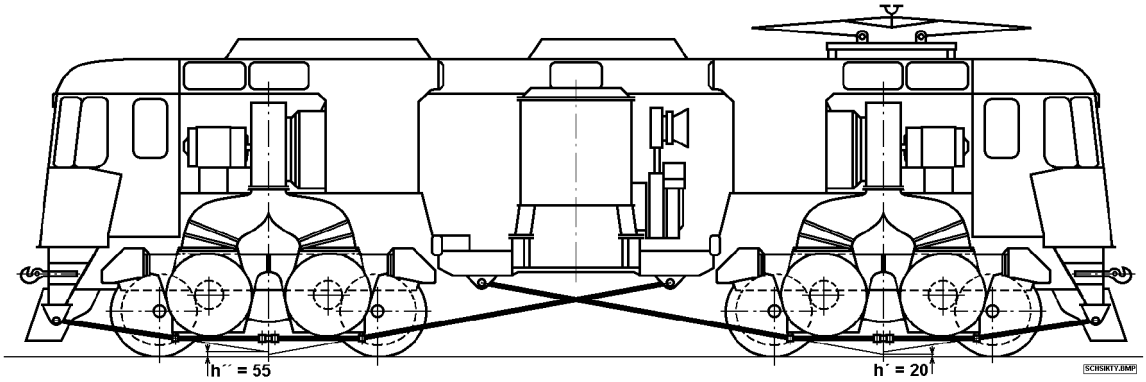
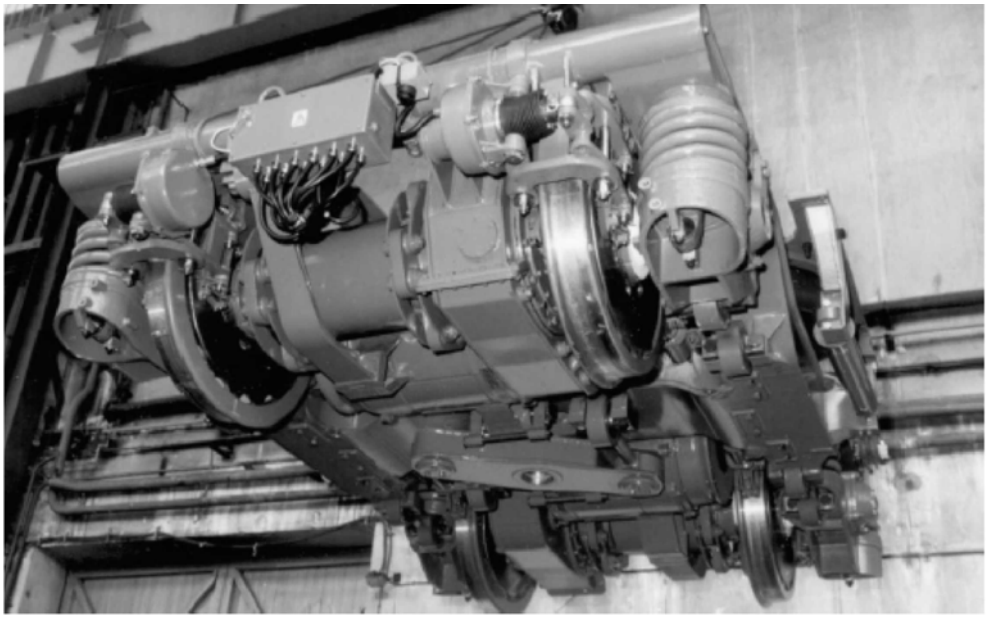
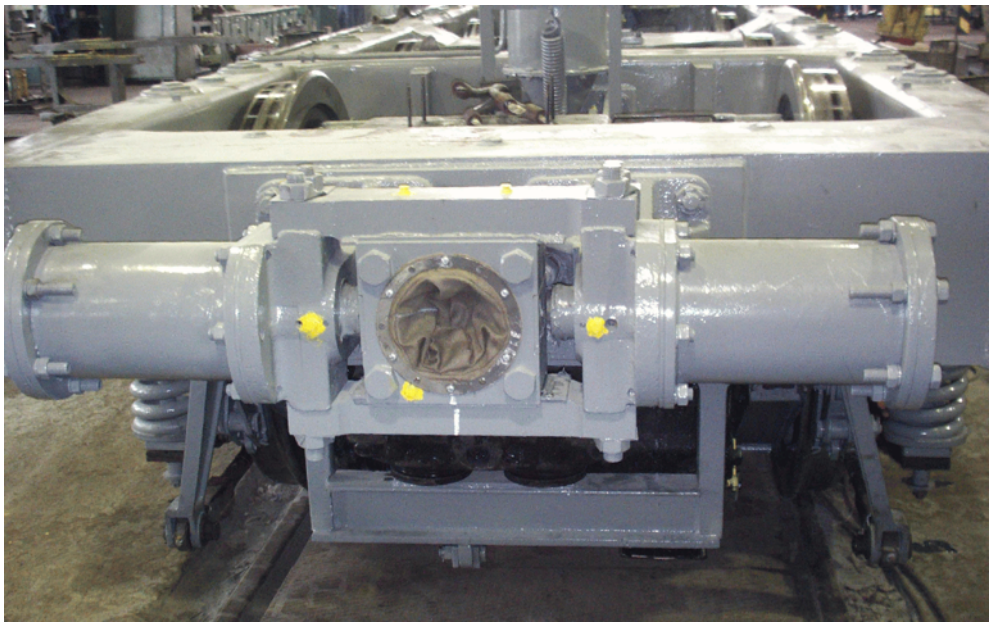


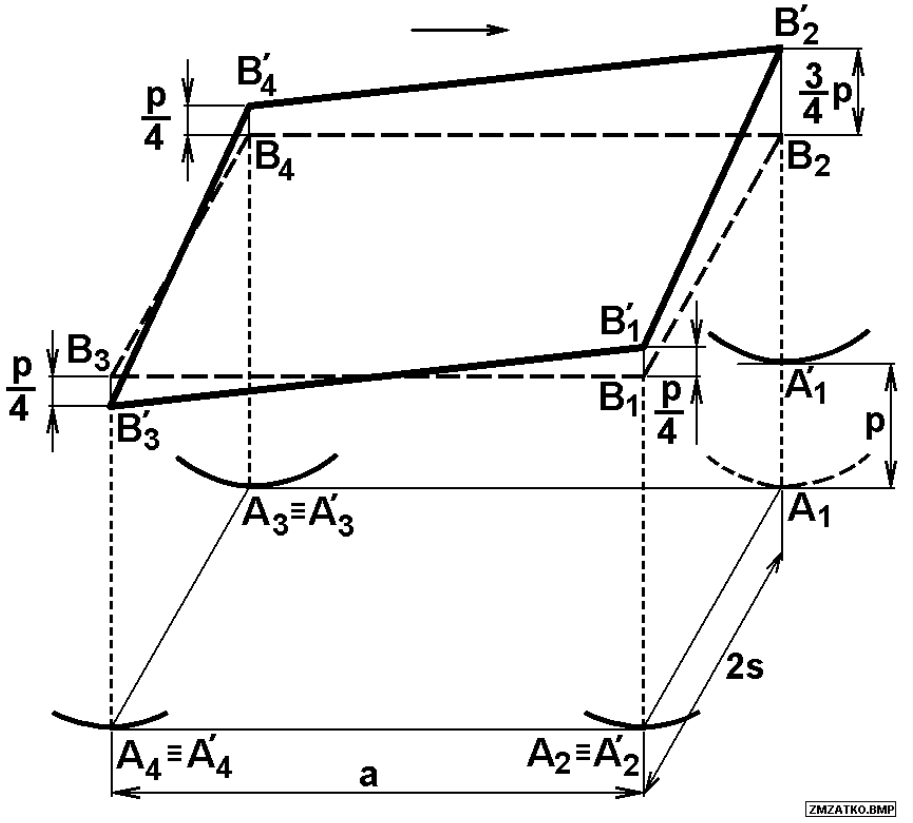
SCHÉMA PRENOSU ŤAŽNÝCH SÍL ŠIKMÝMI TYČAMI



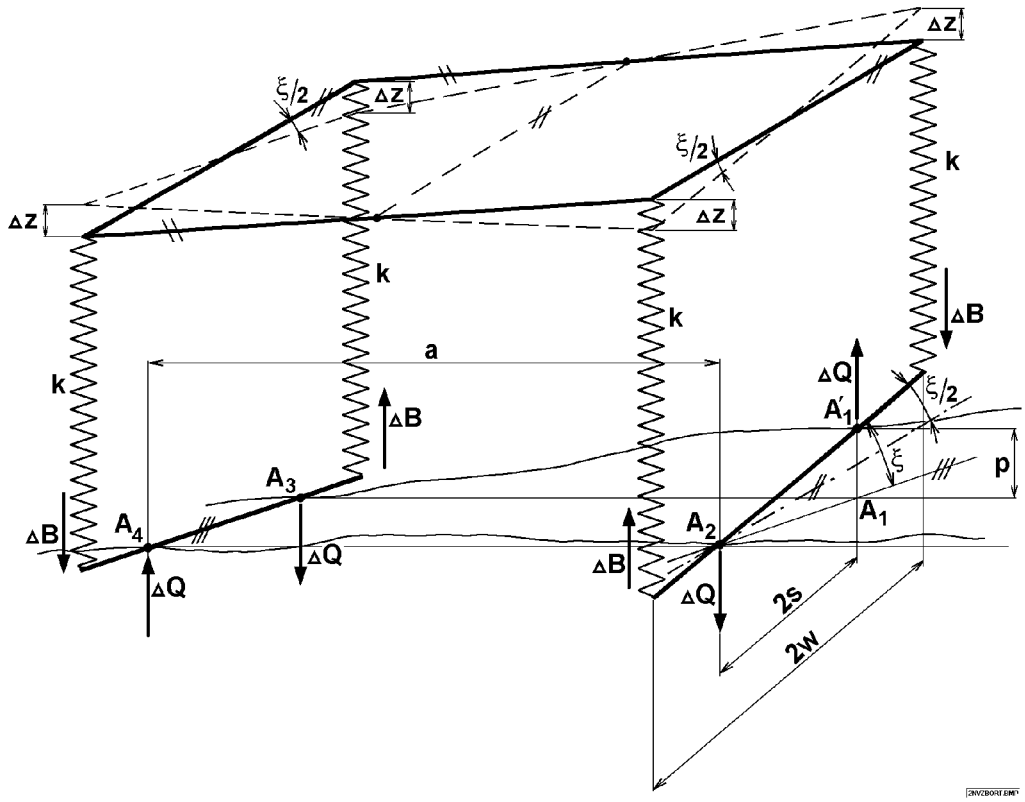
POHĽAD NA PODVOZOK EJ R. 471 S LEMNISKÁTOVÝM MECHANIZMOM PRENOSU ŤAŽNÝCH SÍL OD SPODU



PRIEČNA A ZVISLÁ MEDZIPODVOZKOVÁ VÄZBA (R. 182)



POSTAVENIE 2-OJ NÁPRAVOVÉHO VOZIDLA (PODVOZKU) NA ZBORTENEJ KOĽAJI



2-OJ NÁPRAVOVÉ VOZIDLO NA ZBORTENEJ KOĽAJI SILY A POLOHY

Nápravy na zbortenej koľaji zvierajú uhol ξ:

$$\xi = \frac{p}{2s}.$$

Deformácie Δz pružín pre ktorú platí:

$$\Delta z = \frac{\xi}{2}.w = \frac{p}{4}.\frac{2w}{2s}.$$

Zmeny zaťaženia pružín ΔB, ktoré majú tuhosť k, sú:

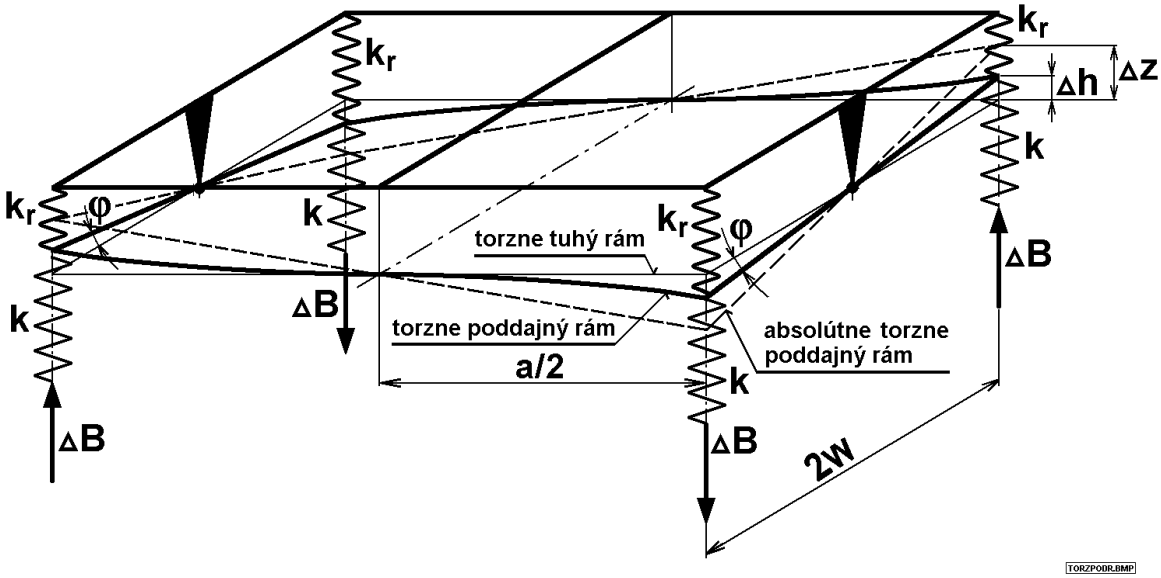
$$\Delta B = k.\Delta z = k.\frac{p}{4}.\frac{2w}{2s}.$$

Z momentovej rovnováhy dvojkolesí vyplýva zmena zvislého zaťaženia kolies ΔQ:

$$\Delta Q = \Delta B.\frac{2w}{2s} = k.\frac{p}{4}.\left(\frac{2w}{2s}\right)^2. \qquad \text{(A)}$$

Relatívna zmena zaťaženia kolies je:

$$\frac{\Delta Q}{Q_0} = \frac{k}{Q_0}.\frac{p}{4}.\left(\frac{2w}{2s}\right)^2.$$



SKRÚTENIE PODDAJNÉHO RÁMU VPLYVOM ZMIEN ZAŤAŽENIA PRUŽÍN

Skrútenie rámu $2n$ je ilustrované názorne vo výpočtovom modeli. Vplyvom skrútenia poddajného rámu dôjde k zmenšeniu deformácie vypruženia Δz o hodnotu Δh:

$$\Delta h = \varphi.w = \frac{\Delta B.w}{G.J_k}.a.w,$$

kde $G.J_k$ je torzná tuhosť rámu.

Vzťah pre zmenu zaťaženia pružín ΔB s uvážením vplyvu torznej poddajnosti rámu:

$$\Delta B = k.(\Delta z - \Delta h) = \frac{k.\frac{p}{4}.\frac{2w}{2s}}{1 + k.\frac{a.w^2}{G.J_k}}.$$

Pre zmeny zvislých kolesových síl ΔQ po zohľadnení torznej poddajnosti rámu platí vzťah:

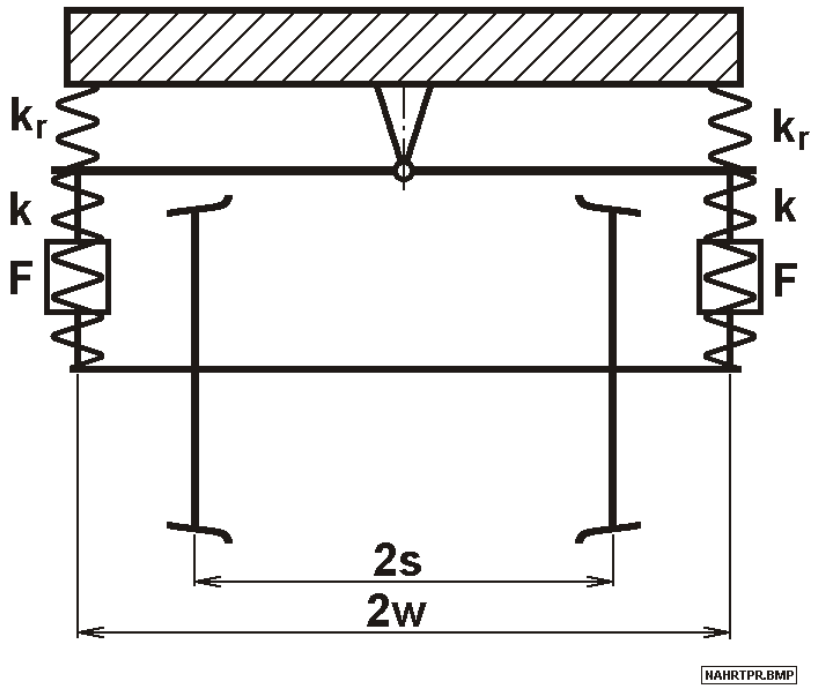
$$\Delta Q = \frac{k.\frac{p}{4}.\left(\frac{2w}{2\ s}\right)^2}{1 + k.\frac{a.w^2}{G.J_k}}.$$

Vzťah medzi tuhosťou fiktívnych prídavných pružín a torznou tuhosťou rámu je:

$$k_r = \frac{G.J_k}{a.w^2}.$$

Potom je možné prepísať vzťah (A) do tvaru:

$$\Delta Q = \frac{k.k_r}{k + k_r}.\frac{p}{4}.\left(\frac{2w}{2s}\right)^2.$$



NÁHRADA TORZNE PODDAJNÉHO RÁMU S PASÍVNYMI ODPORMI VO VYPRUŽENÍ

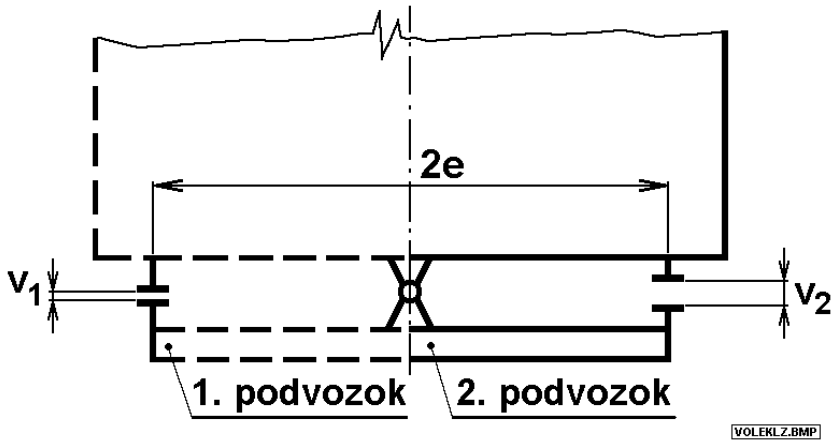
Ak majú pasívne odpory veľkosť *F*, potom je možné zmeny zvislých kolesových síl na zbortenej koľaji vyjadriť vzťahom:

$$\Delta Q = \frac{k.k_r}{k+k_r}.\frac{p}{4}.\left(\frac{2w}{2s}\right)^2 \pm F.\frac{k_r}{k+k_r}.\frac{2w}{2s}.$$

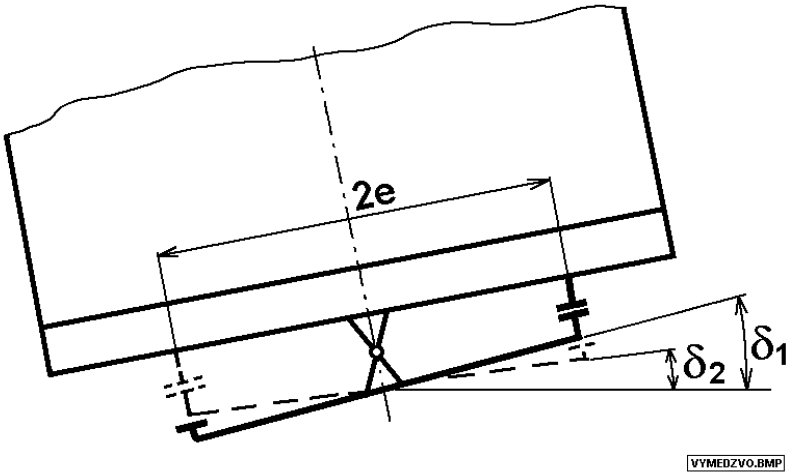
Znamienko **+** platí vtedy, ak dochádza k prídavnému stláčaniu pružín, teda tam, kde hodnota prevýšenia *p* narastá a teda kde ^{a}Q je kladné a naopak.

PODVOZKOVÉ VOZIDLO NA ZBORTENEJ KOĽAJI

Skriňa neovplyvňuje polohu podvozkov



VÔLE V KLZNICIACH



MAXIMÁLNY VZÁJOMNÝ UHOL NATOČENIA PRIEČNIKOV RÁMOV PODVOZKOV

Maximálny možný uhol vzájomného natočenia priečnikov rámov podvozkov je daný veľkosťou vôlí v klzniciach a možno ho určiť zo vzťahu:

$$(\delta_1 - \delta_2)_{max} = \frac{v_1 + v_2}{2e}.$$

Tomuto uhlu zodpovedá najväčšia zmena prevýšenia koľaje na vzdialenosti otočných čapov $^{a}p_o$:

$$\Delta p_o = (\delta_1 - \delta_2)_{max} . 2\ s = 2.(v_1 + v_2).\frac{2s}{2e}.$$

Ak je zmena prevýšenia koľaje na vzdialenosti otočných čapov väčšia, dôjde k ovplyvneniu podvozkov skriňou vozidla.

Skriňa ovplyvňuje polohu podvozkov

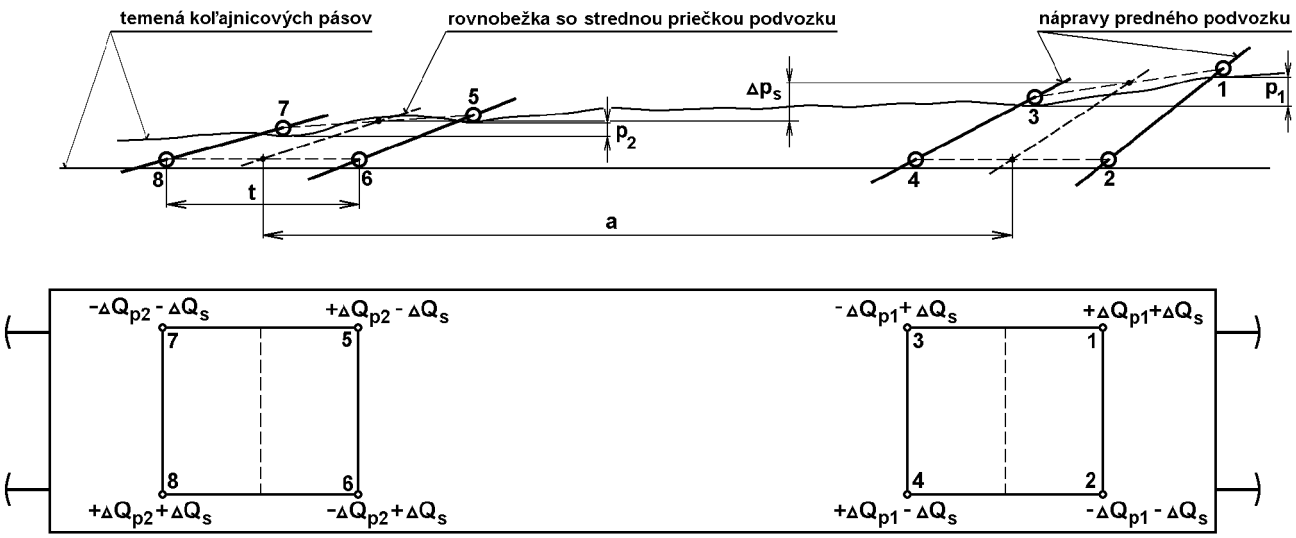
Výsledné zmeny zvislých kolesových síl sú spôsobené:

a. zmenou zvislého zaťaženia kolies $^{a}Q_{pi}$ samotných podvozkov vplyvom rozdielov prevýšenia koľaje na vzdialenosti rovnej ich rázvoru,

b. zmenami zvislého zaťaženia kolies $^{a}Q_s$ vyvolanými vplyvom skrine, teda rozdielom prevýšenia koľaje $^{a}p_s$ na vzdialenosti rovnej vzdialenosti otočných čapov. V prípade pevných klzníc so zvislými vôľami sa od uvedeného rozdielu prevýšenia odpočíta hodnota $^{a}p_o$, ktorá vyjadruje možnú vzájomnú uhlovú pohyblivosť priečnikov rámov podvozkov voči skrini v rámci vôli v klzniciach.

Jednotlivé kolesá podvozkového koľajového vozidla môžu byť týmito silami buď priťažované alebo odľahčované v rôznych kombináciách. Všeobecne možno napísať:

$$\hat{I}Q_c = \pm\ \hat{I}Q_{pi} \pm\ \hat{I}Q_s.$$



ZMENY ZVISLÝCH KOLESOVÝCH SÍL PODVOZKOVÉHO VOZIDLA NA ZBORTENEJ KOĽAJI

Pre absolútne tuhé rámy podvozkov aj skrine a vozidlo bez druhotného vypruženia platí vzťah:

$$\Delta Q_c = k_p . \frac{p_i}{4} . \left(\frac{2w}{2s} \right)^2 \pm \frac{(\Delta p_s - \Delta p_o)^{>0}}{4} . \frac{2.k_p}{2} . \left(\frac{2w}{2s} \right)^2 ,$$

kde p_i je prevýšenie na vzdialenosti rázvoru i-teho podvozku,

k_p je tuhosť vypruženia jedného nápravového ložiska.

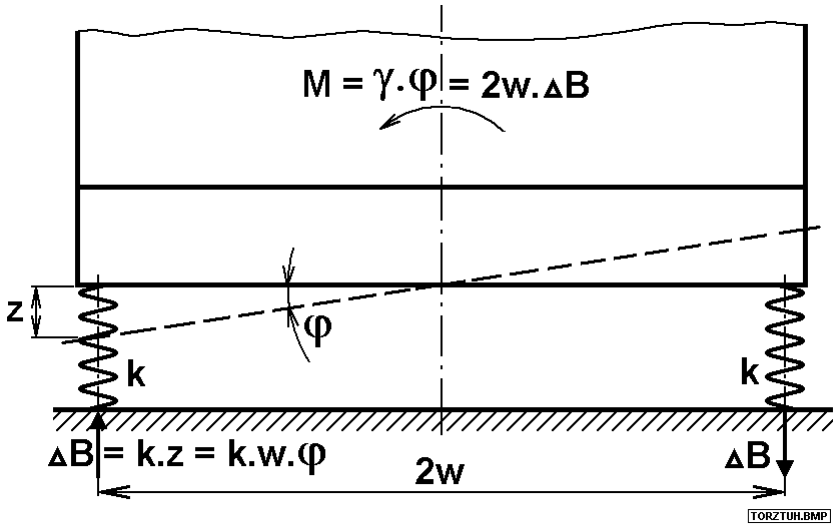
Výraz $(\hat{I}p_s - \hat{I}p_o)^{>0}$ sa berie do úvahy iba vtedy, ak je kladný.

Pre torzne poddajné rámy podvozkov a torzne poddajnú skriňu a vozidlo bez druhotného vypruženia platí vzťah

$$\Delta Q_c = \frac{k_p . k_{pr}}{k_p + k_{pr}} . \frac{p_i}{4} . \left(\frac{2w}{2\ s} \right)^2 \pm \frac{(\Delta p_s - \Delta p_o)^{>0}}{4} . \frac{2.k_p . k_{sr}}{2.k_p + k_{sr}} . \frac{1}{2} . \left(\frac{2w}{2s} \right)^2 ,$$

kde k_{pr} je tuhosť fiktívnych pružín zohľadňujúcich torznú tuhosť rámu podvozku,

k_{sr} je tuhosť fiktívnych pružín zohľadňujúcich torznú tuhosť skrine vozidla.



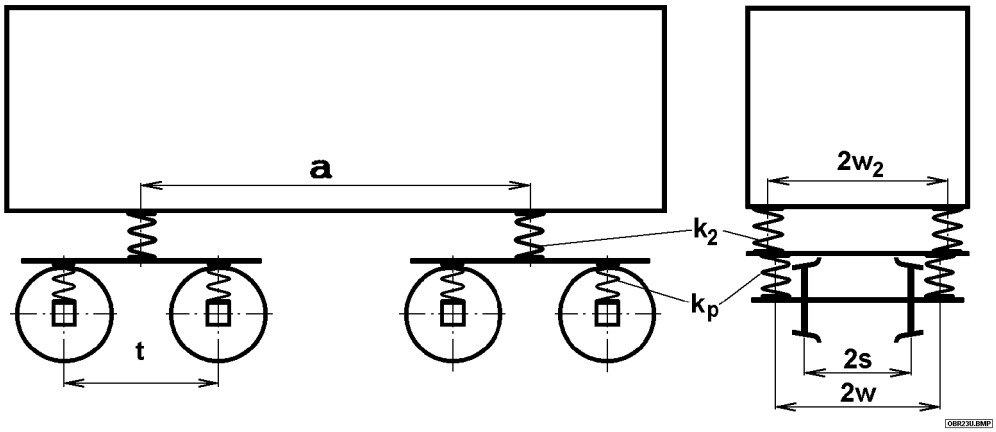
K ODVODENIU TORZNEJ TUHOSTI VYPRUŽENIA

$$\gamma = k . 2 . w^2$$

Ak zvislá tuhosť skutočných pružín druhotného vypruženia na jednej strane podvozku je k_2, potom tuhosť fiktívnych pružín druhotného zvislého vypruženia k_s redukovaná do rovín prvotného vypruženia (ak nie je použitý torzný stabilizátor) je:

$$k_s = k_2 . \left(\frac{2w_2}{2w} \right)^2 ,$$

kde w_2 je priečna vzdialenosť pružín druhotného vypruženia.



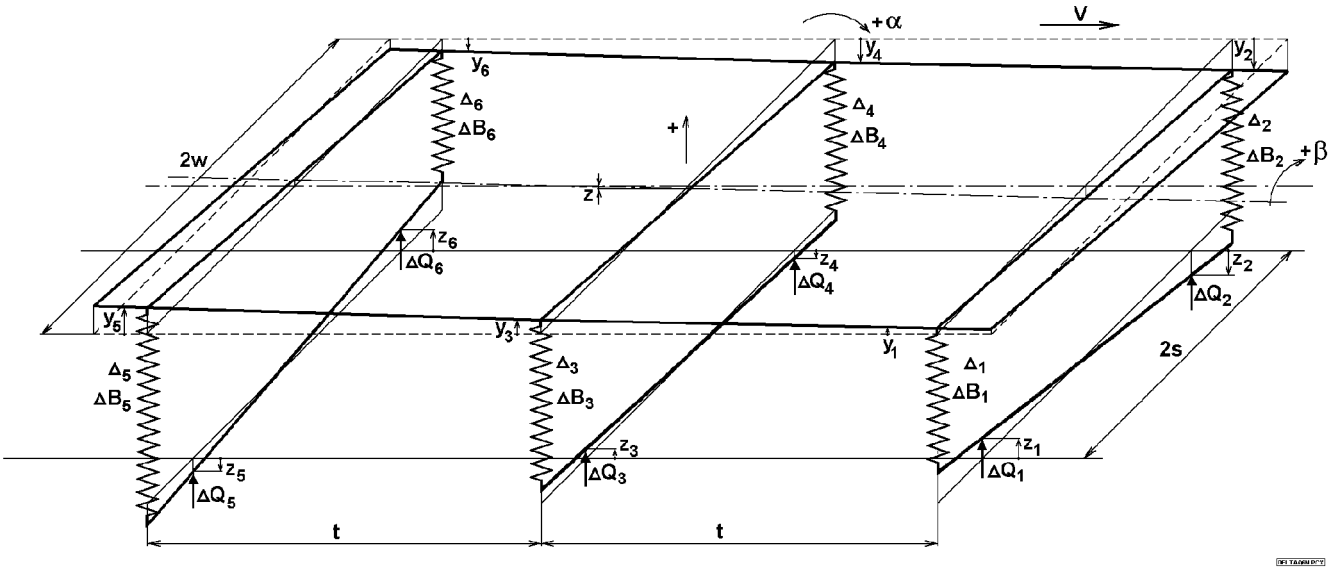
VÝPOČTOVÁ SCHÉMA VOZŇA

Výsledná zmena zvislých kolesových síl bude v tomto prípade:

$$\Delta Q_c = \frac{k_p . k_{pr}}{k_p + k_{pr}} . \frac{p_i}{4} . \left(\frac{2w}{2s} \right)^2 \pm \frac{\Delta p_s}{4} . \frac{2 . k_p . k_s . k_{sr}}{2 . k_p . (k_s + k_{sr}) + k_s . k_{sr}} . \frac{1}{2} . \left(\frac{2w}{2s} \right)^2 ,$$

ak tuhosť fiktívnych pružín zohľadňujúca torznú tuhosť skrine k_{sr} je redukovaná do rovín prvotného vypruženia.

TROJNÁPRAVOVÝ PODVOZOK NA ZBORTENEJ KOĽAJI



VÝPOČTOVÁ SCHÉMA TROJNÁPRAVOVÉHO PODVOZKU

Pre zmeny výškovej polohy oporných plôch pružín na ráme podvozku platia rovnice:

$$y_1 = z - \text{''}.t + \$.w,$$
$$y_2 = z - \text{''}.t - \$.w,$$
$$y_3 = z + \$.w,$$
$$y_4 = z - \$.w,$$
$$y_5 = z + \text{''}.t + \$.w,$$
$$y_6 = z + \text{''}.t - \$.w.$$

Pre veľkosti prídavných deformácií pružín platia nasledujúce vzťahy:

$$\Delta_1 = y_1 - z_1 + \frac{z_2 - z_1}{2s}.(w - s),$$

$$\Delta_2 = y_2 - z_2 - \frac{z_2 - z_1}{2s}.(w - s),$$

$$\Delta_3 = y_3 - z_3 + \frac{z_4 - z_3}{2s}.(w - s),$$

$$\Delta_4 = y_4 - z_4 - \frac{z_4 - z_3}{2s}.(w - s),$$

$$\Delta_5 = y_5 - z_5 + \frac{z_6 - z_4}{2s}.(w - s),$$

$$\Delta_6 = y_6 - z_6 - \frac{z_6 - z_4}{2s}.(w - s).$$

Z rovníc silovej rovnováhy a momentových rovnováh je možné odvodiť vzťahy pre výpočet zmeny zvislej polohy stredu rámu podvozku a oba uhly natočenia rámu podvozku:

$$z = \frac{z_1 + z_2 + z_3 + z_4 + z_5 + z_6}{6},$$

$$\alpha = \frac{-z_1 - z_2 + z_5 + z_6}{4.t},$$

$$\beta = \frac{z_1 - z_2 + z_3 - z_4 + z_5 - z_6}{6.s}.$$

Pre výpočet zmien síl v pružinách platia vzťahy v tvare:

$\hat{I}B_i = k.\ \hat{I}_i$,

kde k je tuhosť vypruženia jednej ložiskovej skrine.

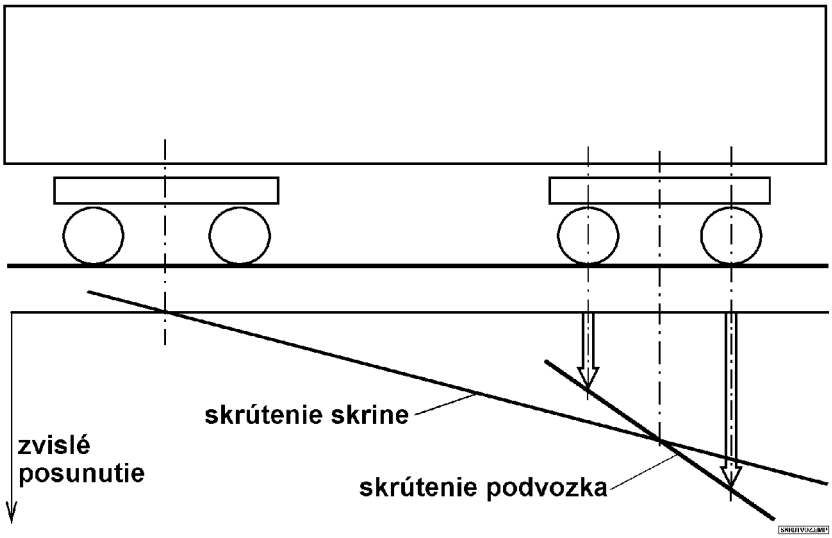
Zmeny zvislých kolesových síl je možné vypočítať zo vzťahov:

$$\Delta Q_{i+1} = \frac{\Delta B_{i+1}.(w+s) - \Delta B_i.(w-s)}{2.s},$$

$$\Delta Q_i = \Delta B_i + \Delta B_{i+1} - \Delta Q_{i+1},$$

kde i = 1, 3, 5.

TVAR KOĽAJE



SKRÚTENIE VOZIDLA A PODVOZKU

Pre skrútenie skrine na vzdialenosti otočných čapov a, resp. dvojnápravového vozidla na základni rázvoru a v rozsahu 4,5 až 20 m sa používa vzťah:

$$g_a = \frac{15}{a} + 2\ [‰;\ m].$$

Pre skrútenie podvozkov na vzdialenosti krajných dvojkolesí t sa používajú dva vzťahy v závislosti od veľkosti tejto vzdialenosti:

$$g_t = 7 - \frac{5}{t}\ [‰;\ m] \quad pre\ 1{,}3 \le t < 4{,}5\ m,$$

$$g_t = \frac{15}{t} + 2\ [‰;\ m] \quad pre\ t \ge 4{,}5\ m.$$

Strmosť koľajníc je možné vyjadriť aj pomerom $1000 : n = g$.