

Vysoká škola: strojní a textilní

Katedra: částí strojů

Fakulta: strojní

Školní rok: 1966/67

DIPLOMNÍ ÚKOL

pro Miroslava HORSKÉHO

odbor obr. a tvářecí stroje se zam. na stavbu mech. a výr. strojů

Protože jste splnil požadavky učebního plánu, zadává Vám vedoucí katedry ve smyslu směrnic ministerstva školství a kultury o státních závěrečných zkouškách tento diplomní úkol:

Název tématu: Zabíhací zařízení pro zadní nápravu typu 10 T

Pokyny pro vypracování:

1. Navrhněte a nakreslete zařízení pro zabíhání zadních náprav
2. Proveďte pevnostní kontrolu hlavních částí zařízení
3. Hlavní části uložení podrobněji prokreslete

Autorské právo se řídí směnicemi MŠK pro státní závěrečné zkoušky č. j. 31 72. ze dne 13. července 1962 - Věstník MŠK č. 115/53 ze dne 31. 8. 1962 § 19 autorského zákona č. 115/53 Sb.

VYSOKÁ ŠKOLA STROJNÍ A TEXTILNÍ
Ústřední knihovna
LIBEREC, UL. V. ŠKÁPSKÁ 5

1 48/1967 - S

Rozsah grafických laboratorních prací: 4 A0

Rozsah průvodní zprávy: cca 35 stran

Seznam odborné literatury: Čudakov: Teorie automobilů

Vedoucí diplomní práce: Prof. Ing. Oldř. Meduna

Konsultanti:

Datum zahájení diplomní práce: 1.10.1967

Datum odevzdání diplomní práce: 30.10.1967



[Signature]

Vedoucí katedry

[Signature]

Děkan

v Liberci dne 1. 10.

1967

1. ÚVOD

Všechny strojní části, které se navzájem pohybují, i když by byly vyrobeny s největší přesností, mají být navzájem zaběhnuty. Je to velmi důležité i při výrobě automobilů. Dosud nejpoužívanějším způsobem je zabíhání za provozu. Snahou dnešních výrobců je předat uživateli vůz již plně provozuschopný, takže vozidlo může být hned od začátku provozu plně vytíženo. Odborné zabíhání u výrobce umožní zabránit případným škodám vzniklým při neodborném zabíhání za provozu. Mimo to se snadno zjistí a odstraní náhodné závady bez pracné demontáže vozu.

Jednou z nejdůležitějších částí automobilu, které je nutno zabíhat, jsou soukolí náprav. U dnešních zařízení je náprava zatěžována na brzdě. V knize *Žkoušení automobilů* od B.S. Falkeviče a N.V. Divakova je uveden způsob zkoušení automobilových náprav zatížených vnitřním (parasitním) momentem. Existenci tohoto parasitního momentu zjistil již roku 1905 jeden z největších ruských učenců prof. N. E. Žukovskij.

Valí-li se dvě kola nestejného poloměru, která jsou mezi sebou pevně spojena hřídelem, vzniká t.zv. oběh sil, jenž způsobuje dodatečné namáhání hřídele, který spojuje kola. Použije-li se tohoto oběhu sil v uzavřeném okruhu, získáme dnes nejhospodárnější metodu zkoušení a zabíhání mechanismů automobilů.

V zabíhacím zařízení, u něhož je aplikována tato zásada, tvoří zabíhané převodové ústrojí, popřípadě některé jeho části společně s ústrojím zabíhacího zařízení, uzavřený kinematický řetězec, který může být zatížen točivým momentem, jenž byl způsoben předběžným zkroucením jeho hřídelů. Tento uzavřený a vnitřním momentem

zatížený kinematický řetězec se uvádí do otáčivého pohybu elektromotorem. Je k tomu zapotřebí poměrně nevelkého výkonu spotřebovaného jen na překonávání mechanických, ventilačních a hydraulických odporů v mechanismech zkušebního zařízení a zkoušeného převodového ústrojí.

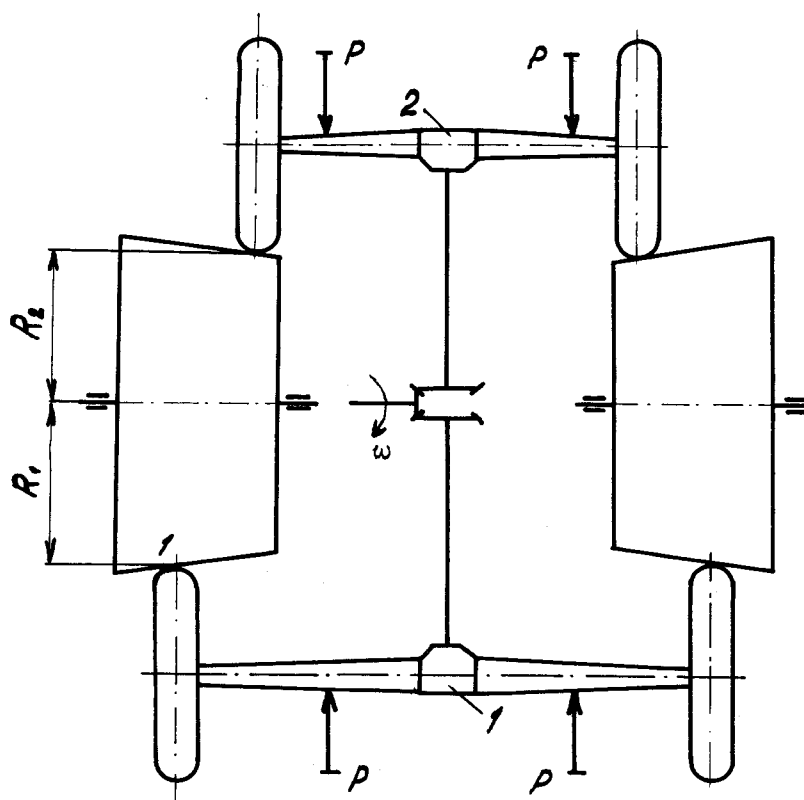
Použitím této metody při zabíhání převodového ústrojí automobilu nebo jeho jednotlivých mechanismů lze značně snížit potřebu energie jinak potřebnou u zabíhacího zařízení obvyklého typu k tomu, aby se vytvořilo zatížení. Kromě toho není zde zapotřebí elektromotorů a brzdících zařízení / dynam. a pod./, jejichž výkon musí být dost velký, abychom plně zatížili zabíhané převodové ústrojí.

Také čas potřebný na zabíhání se nám vlastně zkrátí na polovinu, protože se zabíhají současně dvě nápravy.

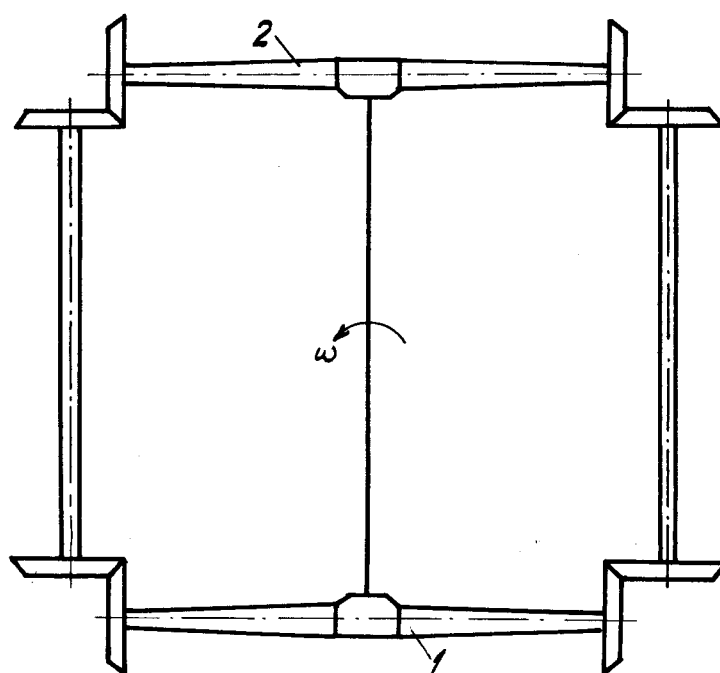
Způsob vyvození vnitřního momentu zatěžujícího zabíhané ústrojí je dvojitý. Za prvé mechanickým nakroucením hřídelů, za druhé rozdílem momentu přenesených koly jednotlivých náprav, která se odvalují na různém poloměru.

V prvním případě uzavřený okruh tvoří nápravy s rozvodovkami spojenými pevně hřídelem. Konce náprav jsou propojeny ozubenými koly se šikmým ozubením / viz.obr.2/. Osovým vzájemným posunutím těchto kol dojde k nakroucení hřídelů, které svou velikostí odpovídá určitému krouticímu momentu. Chceme-li tedy získat daný zatěžující moment, musíme hřídele nakroutit o odpovídající úhel. Toho dosáhneme posunutím ozubených kol se šikmými zuby ve speciálním zařízení.

Zařízení navržené v této diplomové práci je založeno na způsobu druhém, kdy parasitní moment vzniká u nápravy s pevným hřídelem a s koly odvalujícími se po různém poloměru / viz.obr.1/. Pokud jde o přiblížení k přirozným podmínkám chodu nápravy, je tento způsob



Obr.č.1



Obr.č.2

výhodnější , neboť ovalita pneumatik a jejich profilovaný dezén způsobí navíc dynamické namáhání zabíhané rozvodovky.

2. E K O N O M I C K É Z H O D N O C E N Í

Požadavek na zabíhací zařízení zadní nápravy nákladního automobilu typu 10t dal n.p. Liberecké automobilové závody - Liberec , jelikož se zatím v jejich závodě zabíhání provádí bez zatížení. Tím se vlastně nápravy jen zběžně odzkouší. Aby byla záruka , že dodávané nápravy jsou nejen dobře smontované, ale i provozu schopné, vznikl požadavek , aby zabíhání probíhalo při zatížení.

Vozidla s takto zaběhnutými nápravami budou okamžitě schopna plného výkonu a dají záruku bezhavarijního provozu. Veškeré závady, zjištěné důkladným zabíháním, budou odstraněny hned u výrobce. Také první ošetření / výměna olejové náplně/ bude provedena včas, odborně a s důkladným pročištěním soukolí. Tím se podstatně sníží náklady na garanční opravy. Při dodávkách do zahraničí je tento způsob naprosto nutný, chce-li podnik obstát v konkurenčním boji se zahraničními výrobci. Zákazník, který má možnost širokého výběru, dá samozřejmě přednost dokonalejšímu výrobku.

V celém světě probíhá boj proti nadměrné hlučnosti a je proto nutné, aby i provoz automobilu se stával tišší a to nejen automobilů osobních, ale i nákladních. Hlučnost výrobku je také ukazatelem jeho kvality. Výrobce počítá s tím, že na navrhovaném zařízení bude během zabíhání ještě měřit hlučnost chodu nápravy a bude mít možnost zjistit okamžitě místa vzniku nadměrného hluku.

Diplomovou prací navržené zařízení nám vyvodí, jak bylo uvedeno již v úvodu, podmínky, za kterých má náprava stejnou hlučnost jako za provozu.

Výrobci se sice zvýší náklady, ale dokonalejší výrobek získá ještě lepší zvuk jeho jménu v obchodním světě a tím i lepší odbyt.

3. TEORIE VZNIKU PARAS. MOMENTU

Podle E.A.Čudakova

U automobilů se zvýšenou jízdností se často používá pohonu na nápravy bez diferenciálu mezi nimi. Přitom bylo zjištěno, že v jeho hnacím ústrojí v určitých podmínkách pohybu vzniká parazitní výkon, který zatěžuje jednotlivé mechanismy náhonu na hnací kola, což zesiluje opotřebení a někdy způsobuje i lom součástí pohonu.

Obyčejně je vznik parazitního momentu způsoben rozdílem v rozměru hnacích kol, spojených pohonem bez diferenciálu. Avšak tento jev vzniká také při jednotlivých hnacích kolech, ale při takovém pohybu automobilu, při kterém proběhnou hnací kola za tentýž časový úsek rozdílnou dráhu.

Pro znázornění uvedeného jevu je na obr.3 zobrazena tažená náprava, při čemž kolo 1 je větší než kolo 2 / $r_1 > r_2$ /. Při stejné hodnotě součinitele adheze φ mezi oběma koly a opěrnou rovinou a při stejném rozdělení váhy na obě kola může kolo s větším poloměrem přenášet větší moment do začátku svého prokluzování. Při přímočarém pohybu nápravy / obr.3/ začne prokluzovat jako první menší kolo 2.

Menší kolo se tedy intensivněji opotřebovává než větší, t.j. pochod neprobíhá ve směru zmenšení defektu, nýbrž naopak k jeho zesílení.

Rychlost prokluzování V_{c2} vnitřního kola 2 se určí ze vzorce

$$V_{c2} = \omega r_1 - \omega r_2 = v \cdot \left(1 - \frac{r_2}{r_1}\right) \quad (1)$$

kde ω je úhlová rychlost nápravy, v je rychlost pohybu nápravy,

a r_1, r_2 jsou poloměry kol 1 a 2.

Při pohybu nápravy s automobilovými koly se značnou tangenciální pružností probíhá jev jinak.

Při této tangenciální pružnosti, kterou se vyznačují automobilová kola, je třeba velmi značného rozdílu mezi rozměry těchto kol / spojených tuhou nápravou, aby bylo možno způsobit protáčení vnitřního nebo prokluzování vnějšího kola.

Vezmeme-li nápravu bez diferenciálu / obr.3/ a předpokládáme-li tangenciální pružnost kol této nápravy, dostaneme pro podmínku čistého valení obou kol:

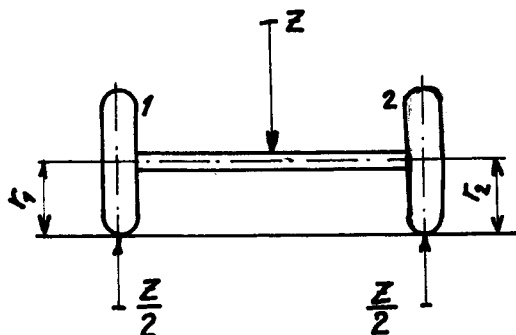
$$r_{k1} = r_{k2} \text{ nebo } r_{k10} - \lambda P_{k1} = r_{k20} - \lambda P_{k2} \quad (2)$$

kde r_{k1} a r_{k2} jsou poloměry valení kol 1 a 2, P_{k1} a P_{k2} jsou obvodové síly příslušné těmto kolům, λ je součinitel obvodové pružnosti obruče, r_{k10} , r_{k20} jsou poloměry volného valení.

Podle této rovnice najdeme:

$$P_{k1} - P_{k2} = \frac{r_{k10} - r_{k20}}{\lambda} = \frac{c}{\lambda}$$

Proto, aby obě kola / s tangenciální pružností / nápravy bez diferenciálu měla za podmínky přímočarého pohybu čisté valení, je třeba, aby rozdíl obvodových sil, působících na větší a menší kola, nepřevyšoval poměr $\frac{c}{\lambda}$. Čím větší je rozdíl mezi poloměry kol, tím větší bude rozdíl mezi obvodovými silami P_{k1} a P_{k2} .



Obr.č.3

Rozdíl mezi těmito silami vzrůstá také při zmenšení součinitele pružnosti obroucí.

Při kolech stejného rozměru $/r = R/$ budou i obvodové síly rovné. Při nepružných kolech $/\lambda = 0/$ se rozdíl P_k a P_{k2} blíží nekonečnu podle rovnice 2. Ve skutečnosti je rozdíl sil P_k a P_{k2} omezen takovými hodnotami uvedených

sil, při kterých se jedno kolo začíná protáčet nebo prokluzovat. Takto nemohou zde kola různého rozměru, jsou-li spojena pevnou nápravou, mít zároveň čisté valení ani u přímočarého pohybu nápravy. Tento jev vznikne i u nápravy s pružnými koly, ale při rozdílu poloměrů kol, který převyšuje určitou hodnotu.

Ve výše uvedeném byl naznačen problém pohybu kol s nápravou pevnou bez diferenciálu. Dále bude probrán problém vzniku škodlivého /parasitního/ výkonu u této tuhé nápravy při různých rozměrech kol a při přímočarém pohybu.

Předpokládejme stejné zatížení nepružných kol s nápravou bez diferenciálu /obr.3/. Protože při přímočarém pohybu nápravy prokluzuje menší kolo 2, bude skutečná tangenciální reakce, působící na toto kolo, mít směr opačný, než je směr valení kola a bude se rovnat adhesní síle $0,5\mu Z$. Při tom působí na kolo moment rovný součinu této síly a poloměru kola r_2 . Na nápravu se tedy přenáší od kola 2 výkon, rovný součinu momentu $0,5\mu Z r_2$ a úhlové rychlosti ω otáčení hnacího hřídele nápravy. To znamená, že se na nápravu bez diferenciálu přenáší

velmi značný výkon. Ten se pak přenáší na větší kolo 1.

Tím vzniká v nápravě parasitní výkon, zatěžující jak hnací hřídele nápravy, tak i kola.

Úhlová rychlost ω otáčení hnacího hřídele nápravy může být vyjádřena rychlostí V pohybu nápravy. Platí:

$$\omega = \frac{V}{r_1}$$

Parasitní výkon N_0 obíhající v soustavě nápravy se určí z výrazu: $N_0 = 0,5 f Z v \frac{r_2}{r_1}$ (4)

Výkon N_0 , působící v nápravě bez diferenciálu, závisí na velikosti a na směru momentu přenášeného nápravou.

Nyní, jak je to u nápravy s tangenciálně pružnými koly.

$$\left. \begin{aligned} \text{Platí: } P_{k1} - P_{k2} &= \frac{c}{\lambda} \\ a \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

$$P_{k1} + P_{k2} = P_p = P_0 + fZ$$

kde P_p je úhrnná obvodová síla, P_a je volná síla, fZ je síla spotřebovaná na valení kol.

Podle rovnice /5/ najdeme výrazy pro obvodové síly:

$$P_{k1} = 0,5 \left(\frac{c}{\lambda} + P_a + fZ \right)$$

$$P_{k2} = -0,5 \left(\frac{c}{\lambda} - P_a - fZ \right)$$

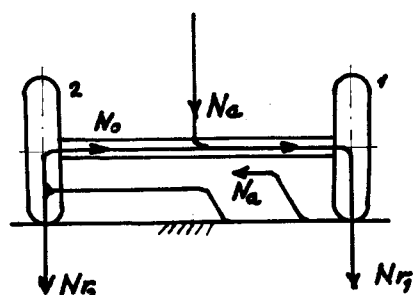
Podle těchto rovnic můžeme nalézt, jak rozdělení výkonu na součásti hnací nápravy, tak hlavně můžeme určit parasitní výkon.

Výkon N_0 od kola 2 na kolo 1 je roven rozdílu výkonu $N_1 - N_2$

a kde $N_1 = 0,5 \left(\frac{c}{\lambda} + P_a + fZ \right) \cdot v$ je výkon vyvíjený kolem 1 a

$N_2 = (P_a + fZ) \cdot v$ je výkon přiváděný k nápravě od motorů. Potom

$$N_0 = \frac{1}{2} \left(\frac{c}{\lambda} - P_a - fZ \right) \cdot v.$$



Obr.č.4

Na obrázku 4 je schema
rozdělení výkonu na součásti hnací
nápravy / $P_a \geq 0$ /.

Stejně se řeší i problém
automobilu, který má několik hnacích
náprav. Na obr.5 je schema rozdělení
výkonu pro automobil se dvěma hna-

cími nápravami, které platí pro stav , kdy kola nápravy 2 jsou menší
než kola nápravy 1. Zatížení náprav mohou být obecně různá, Z , a Z_2
Ve vztazích dále uvedených není počítáno se ztrátami v rozvodovkách.
Podle předešlého dostaneme tyto výrazy:

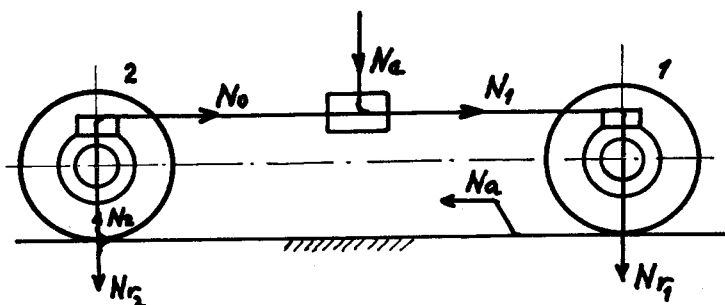
$$N_o = N_1 - N_a$$

$$N_1 = 0,5 \left[P_a + f(Z, +Z_2) + \frac{c}{\lambda} \right] \cdot v$$

$$N_2 = 0,5 \left[-P_a - f(Z, +Z_2) + \frac{c}{\lambda} \right] \cdot v$$

$$N_a = \left[P_a + f(Z, +Z_2) \right] \cdot v$$

$$N_o = 0,5 \left[\frac{c}{\lambda} - P_a - f(Z, -Z_2) \right] \cdot v$$



Obr.č.5

4. NÁVRH NA TŘECÍ ZABÍHACÍ STROJ.

V návrhu na třecí zabíhačku je použito principu podle obr.5. Předpokládám ale, že kola náprav 1 a 2 jsou stejného rozměru, odvalují se však na jiném poloměru kuželového bubnu/ viz obr.1/. Tím je dosaženo týchž podmínek, jako v případě, kdy $r_2 < r_1$ u kol jedné nápravy. U zařízení podle obr.1 dojde k prokluzu u kol nápravy 2. Vnitřní /parasitní/ moment je vybuzen přítláčovými silami P . Jejich velikost je dána velikostí třecích sil T , které vynásobeny poloměrem kola nám dají žádaný vnitřní moment. Proto:

$$T = \frac{M_o}{r_k}$$

kde M_o je /parasitní / vnitřní moment a r_k je poloměr kola nápravy 1 a 2.

Potom:

$$P = \frac{T}{f}$$

f ... součin.tření

Motor, který uvádí celou soustavu do pohybu, zde vlastně jenom nahrazuje ztráty, vzniklé třením, prokluzem a ztráty v rozvodkách.

Zařízení je proti okruhu s nakrucováním konců hřídelů mnohem jednodušší.

5. ŘEŠENÍ A VÝPOČET

Při vlastním návrhu je nutné nejprve rozřešit dva úkoly.

5.01 Teorie okruhu .

Prvním důležitým úkolem pro návrh celého zařízení je vyřešení smyslu otáčení náprav tak, aby došlo k zatížení a tím zabíhání správných boků zubů. Na listě č. 13 je schema okruhu s vyznačenými silami a smysly otáčení. Z řešení je patrné, že nestačí, jak by se snad na první pohled zdálo, otočit jednu nápravu vzhůru nohama, ale že je nutno vložit také rozvodovku. To je důležité, pokud jde o návrh celkového uspořádání.

5.02 Síly a momenty .

Pro vlastní konstrukční řešení je důležitý druhý základní úkol, a to výpočet sil a momentů, působících mezi polem a bubnem. Zařízení je určeno pro vozy typu lot, které mají kroutící moment motoru $M_k = 80 \text{ kpm}$ při 1 400 ot./min. Převod rozvodovky je $i_1 = 1:6$, převodovky $i_2 = 1:8$. Kroutící moment přenášení na nápravu :

$$M'_{kn} = \frac{M_k}{i_1 \cdot i_2} = \frac{80}{\frac{1}{6} \cdot \frac{1}{8}} = 80 \cdot 48 = \underline{\underline{3840 \text{ kpm}}}$$

Požadované zabíhací zatížení je však pouze 50 % t.j. na jednu nápravu $M_{kn} = 960 \text{ kpm}$. Je to výchozí zatížení pro další výpočet, neboť parazitní moment M_0 , který při zabíhání zatěžuje nápravu musí mít velikost : $M_0 = M_{kn} = 960 \text{ kpm}$. Z tohoto kroutícího momentu vychází potřebná třecí síla T mezi kolem a bubnem, z ní pak přítláčná. Je tedy :

$$T = \frac{2M_0}{D_k} = \frac{2 \cdot 960}{1} = \underline{\underline{1920 \text{ kN}}}$$

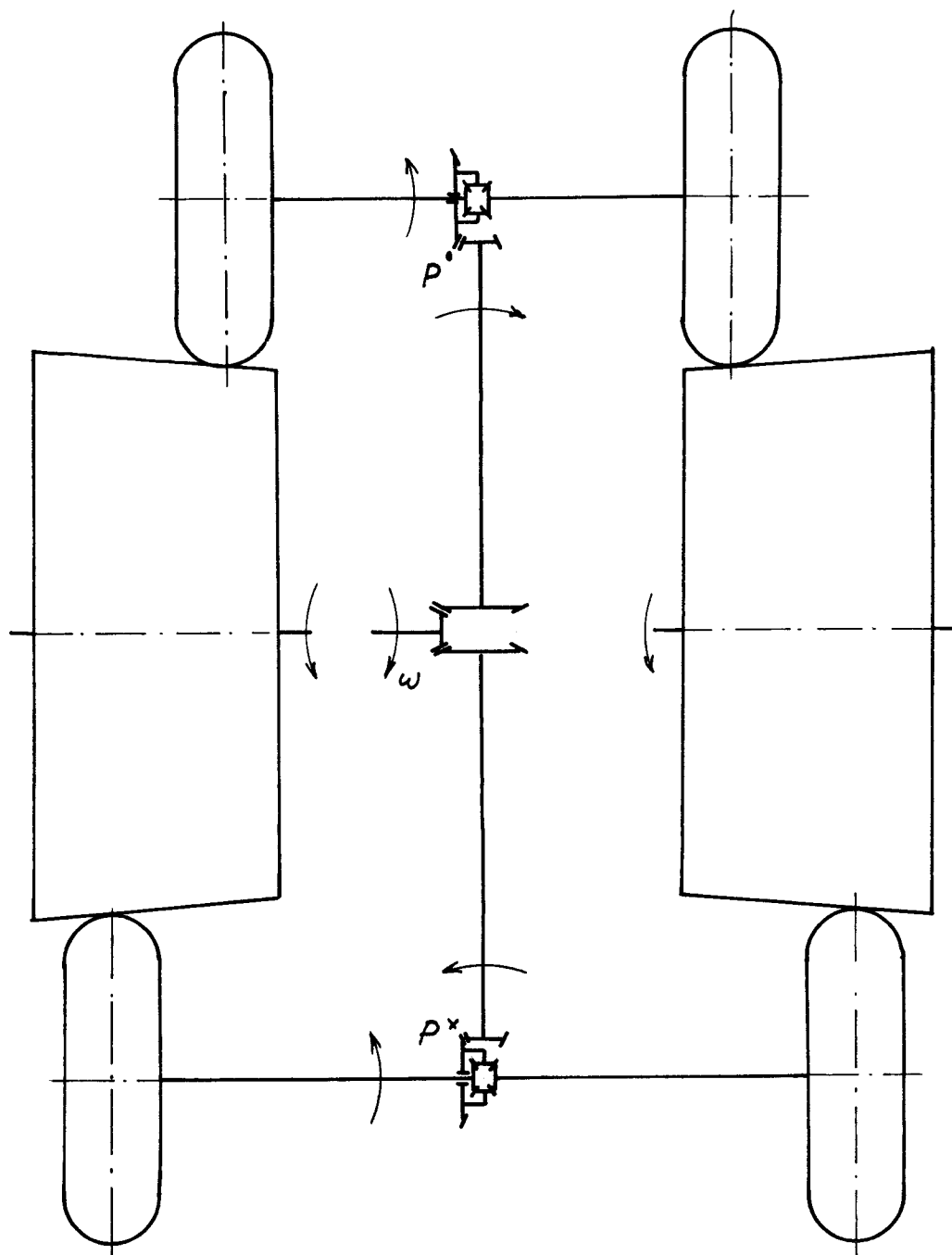
$D_k = 1\,000 \text{ mm}$ je průměr kola nápravy. Přítláčná síla na nápravu

P_c vyjde ze vztahu :

$$P_c = \frac{T}{f} = \frac{1920}{0,64} = \underline{\underline{3000 \text{ kN}}}$$

f je koeficient tření mezi kolem a bubnem. Velikost celkové přítláčné

SCHEMA OKRUHU



x Síla P působí dolů

o Síla P působí nahoru

se rozdělí na obě kola nápravy ve stejném poměru. Potom síla na jedno kolo $P = \frac{P_c}{2} = \frac{3200}{2} = \underline{\underline{1600 \text{ kp}}}$.

Tyto dvě síly jsou jediné, které značně zatěžují konstrukci stroje a proto jsou to výchozí síly pro výpočet / zanedbáme-li váhy náprav a bubnů /.

5.03 Rychlostní poměry.

Požadovaná zabíhací rychlost je 40 km/hod. Pro kolo o průměru

$D_k = 1000 \text{ mm}$ vycházejí otáčky:

$$n_k = \frac{60 \cdot v}{\pi \cdot D_k} = \frac{60 \cdot 40 \cdot 1000}{\pi \cdot 1 \cdot 60} = \frac{40000}{\pi \cdot 60} = \underline{\underline{212 \text{ ot/min}}}$$

Otáčky na spojce rozvodovky nápravy pro převod $i_1' = 1:6$ jsou

$$n_s = \frac{n_k}{i_1'} = 6 \cdot 212 = \underline{\underline{1270 \text{ ot/min}}}$$

Z toho vycházejí otáčky pastorku rozvodovky stroje pro převod

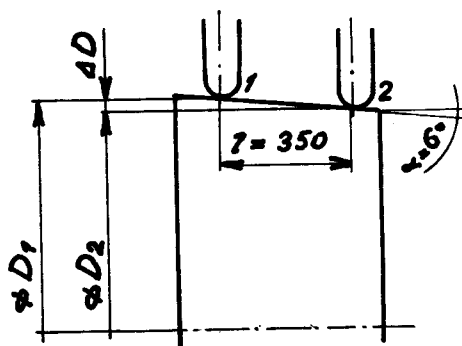
$$i_2' = 1:1,736$$

$$n_r = \frac{n_s}{i_2'} = 1,736 \cdot 1270 = \underline{\underline{2210 \text{ ot/min}}}$$

5.04 Ztráty prokluzem

Ztráty vzniklé třením mezi bubny a koly jsou přímo úměrné velikosti třecí síly a prokluzu. Je zde tedy samozřejmá snaha obě veličiny snížit. Protože však třecí síla je zde výchozím činitelem pro vznik parazitního momentu a není možno ji libovolně měnit, je nutno co nejvíce snížit prokluz. Ale i zde máme omezené možnosti. Zatímco při zabíhání rozvodovky není žádoucí, aby prokluz byl velký, protože způsobuje ztráty, při zabíhání diferenciálu / viz kap. 6 / právě výkon vzniklý prokluzem zatěžuje ozubená kola diferenciálu. Určit vhodnou alternativu je velmi těžké. Při řešení jsem vzal v úvahu druhotný požadavek - zabíhání diferenciálu a prokluz jsem se snažil vzít co možno nejmenší. Při tom je nutno brát v úvahu i životnost pneumatik používaných při zabíhání.

5.04.1 Prokluz.



Obr.č.6

Prokluz φ je dán vztahem:

$$\varphi = \frac{\Delta v}{v}$$

kde Δv je rozdíl rychlosti v místě 1 a 2; v je obvodová rychlost kola

$$\Delta v = v_1 - v_2 = \frac{\pi D_1 n}{60} - \frac{\pi D_2 n}{60} = \frac{\pi n}{60} (D_1 - D_2) = \frac{\pi n}{60} \Delta D$$

kde $\Delta D = D_1 - D_2$; n jsou otáčky

bubnu. Úhel kužele bubnu byl zvolen

12°. Podle obr. č.6 je

$$\Delta D = 2r \sin 6^\circ = 2 \cdot 350 \cdot 0,105 = 78,6 \text{ mm}$$

Otáčky bubnu n_b v místě 1 pro průměr bubnu $D = 1578 \text{ mm}$

$$n_b = \frac{D_k}{D_1} \cdot n_k = \frac{1000}{1578} \cdot 212 = 135 \text{ ot/min}$$

Tedy:

$$\Delta v = \frac{\pi \cdot 135}{60} \cdot 0,0786 = 0,55 \text{ m/s}$$

Obvodová rychlost kola:

$$v = \frac{\pi D_k \cdot n}{60} = \frac{\pi \cdot 1 \cdot 212}{60} = 11,1 \text{ m/s}$$

Vychází:

$$\varphi = \frac{0,55}{11,1} \cdot 100 = 4,9 \%$$

Na každou nápravu připadá tedy 2,45%.

5.04.2 Ztráty.

Ztracený výkon je dán násobkem třecí síly a rychlosti prokluzu:

$$N_{zt} = \frac{T \cdot \Delta v}{\eta} = \frac{1920 \cdot 0,55}{\eta} = 14 \text{ k}$$

Je to dosti velká položka, ale proti výkonu, který by bylo nutno vynaložit na brzdě, je relativně malá.

5.05 Ztráty v ozubení.

Výkon spotřebovaný v ozubení je způsoben třením boků zubů. Zabíhají se současně dvě nápravy, z nichž každá má 17 párů spoluzabírajících kol, t. zn., že motor bude muset překonávat odpor 34 párů kol. Předpokládaná účinnost je 80 %, ztratí se tedy v ozubení 20 % příkonu. Výkon motoru automobilu je 150 k. Protože se však zabíhání provádí pouze při padesátiprocentním zatížení, vycházím při výpočtu z výkonu polovičního, který je $N = 75$ k. Dvojnásobná velikost tohoto výkonu, jde o dvě nápravy, je rovna hodnotě parazitního výkonu N_o . Pro ztrátový výkon platí vztah: $N_{zo} = \varphi \cdot N_o$.

$$N_o = 2N = 2 \cdot 75 = \underline{150 \text{ k}}$$

kde $\varphi = 0,2$ jsou ztráty v ozubení a $N_o = 2N = 2 \times 75 = 150$ k. Pak

$$N_{zo} = 0,2 \cdot 150 = \underline{30 \text{ k}}.$$

Porovnáním s výkonem ztraceným prokluzem, který je 14 k, zjistíme, že tyto ztráty jsou víc než dvojnásobné.

5.06 Pohonná jednotka zabíhacího zařízení.

Pohon zabíhacího zařízení je proveden elektrickým motorem.

Jeho výkon musí vykrýt obě hlavní ztráty / viz kap. 5.04 a 5.05 / a ztráty třením vzniklé v ložiskách, které jsou však velmi malé. Celkový výkon motoru je tedy dán :

$$N = (N_{zt} + N_{zo}) \cdot \frac{1}{\varphi}$$

kde $\varphi = 0,98$ je účinnost reduktoru. Výpočtem dostaneme:

$$N = (14 + 30) \frac{1}{0,98} = \frac{44}{0,98} = \underline{45 \text{ k}}.$$

Podle katalogu č. 01.381 výrobního podniku MEZ Frenštát volím motor F 8104 o výkonu 54 k / 40 kW / s otáčkami 1475 za min. Je to motor s momentovou charakteristikou B, jehož záběrový moment je 2,4krát větší než moment jmenovitý.

5.07 Řemenový převod.

Převod mezi motorem a rozvodovkou stroje je proveden klínovými řemeny. Přenášenému výkonu odpovídají řemeny šíře $b = 32$ mm. Pro tento rozměr řemene je výrobcem určen minimální průměr řemenice $d_m = 355$ mm.

5.07.1 Počet řemenů.

Obvodové rychlosti

$$v = \frac{\pi \cdot d_m \cdot n_m}{60} = \frac{\pi \cdot 0,355 \cdot 1475}{60} = \underline{27,4 \text{ m/s}}$$

odpovídá jednotkový výkon $N_j = 15,2$ k. Výkon skutečně přenesený N_e je dán vztahem (viz /8/):

$$N_e = N_j \cdot \frac{c_1 c_3}{c_2}$$

kde $c_1 = 0,98$ je součinitel úhlu opásání, $c_2 = 1,1$ je součinitel vyjadřující vliv druhu provozu a $c_3 = 0,676$ je součinitel velikosti průměru menší řemenice. Vyjde:

$$N_e = \frac{0,98 \cdot 0,676}{1,1} \cdot 15,2 = \underline{9,254}$$

Počet řemenů z je dán poměrem celkového přenášeného výkonu k výkonu přenášeného jedním řemenem:

$$z = \frac{N}{N_e} = \frac{45}{9,25} \sim \underline{4,87}$$

Volím 5 řemenů.

5.07.2 Průměr malé řemenice.

$$\text{Převod } i = \frac{n_r}{n_m} = \frac{2210}{1475} = \underline{1,5}$$

$$d = \frac{d_m}{i} = 355/1,5 = \underline{240 \text{ mm}}$$

5.07.3 Střední délka řemenů.

Střední délka řemenů se počítá z rovnice

$$L_s = 2a + \frac{\pi}{2} (d + d_m) + \frac{(d - d_m)^2}{4a}$$

kde $a = 725$ mm je vzdálenost os.

$$L_s = 2 \cdot 725 + \frac{\pi}{2} (240 + 355) + \frac{(240 - 355)^2}{4 \cdot 725} = \\ 1450 + \frac{\pi}{2} 595 + \frac{(-115)^2}{2900} = 1450 + 935 + 4,56 = \underline{2389,6 \text{ mm}}$$

Podle normy ČSN 63 5401 odpovídá řemen s vnitř. délkou 2660 mm.

5.07.3 Předpětí řemenů.

$$\text{Obvodová síla } P = 75 \frac{N(k)}{v(m/s)} = 75 \frac{45}{27,4} = \underline{\underline{123,5 \text{ kp}}}$$

Síly v řemenech jsou (viz obr. č. 7)

$$S_1 = P \frac{m}{m-1}, \quad S_2 = P \frac{1}{m-1}$$

Koeficient m je funkcí úhlu

opásání $\propto$ a koeficientu tření f .

Pro náš převod, kde $\alpha = 170^\circ$

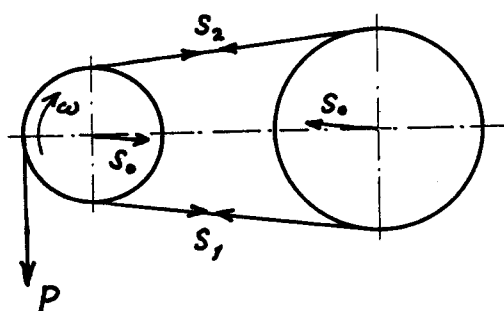
a $f = 2,31$ je $m = 933$. Po dosazení vidíme, že síla S_1 je prakticky rovna síle P t. j.

$$S_1 = P = 123,5 \text{ kp, zatímco síla } S_2$$

je řádově desetiny kilopondu.

Potřebné předpětí je zde

$$\text{rovno polovině obvodové síly: } S_0 = \frac{P}{2} = \underline{\underline{61,75 \text{ kp}}}$$



Obr. č. 7

5.08. Rozvodovka.

Rozvodovka zabíhacího zařízení nám umožňuje dosáhnout správného smyslu otáčení obou náprav. Konstrukční řešení je patrné z přílohy č. v. 0-13.67-1-20. Použil jsem kol z nápravy starého typu a to dvou talířových ozubených kuželových kol č. v. 41-018-2013 a jednoho kuželového pastorku č. v. 41-008-2011. Ozubení je spirální, převod $i_3 = 1 : 1,736$.

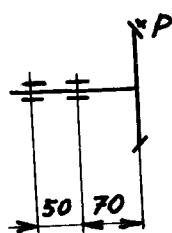
Mazání rozvodovky je provedeno ponořením kol do olejové lázně.

Správný záběr mezi pastorkem a talířovým kolem získáme správným axiálním nastavením hřídele talířového kola jak je patrné z výkresu.

Skříň je složena ze dvou částí. Část s pastorkem je kompletně

převzata z nápravy starého typu, je uchycena šrouby na skříň, ve které jsou uložena talířová kola. Při návrhu předpokládám skříň litou. Tvarové je estetičtější a výrobně není složitější než by byla svařovaná. Celá skříň je uložena na čtyřech nosnících profilu U vzájemně příhradově vyztužených a přivařených na základní rám.

5.08.1 Uložení talířových kol.



Obr.č.8

Kola jsou uchycena letmo, každé ve dvou kugelíkových ložiscích (viz obr. č. 8) o označení 30315 a dynamické únosnosti $C = 15000$ kp. Velikost ložisek je volena z montážních důvodů, což je zřejmé z výkresu. Mazání je olejem rozstříknutým ve skříni talířovými koly. Zatížení ložisek je axiální a radiální. Podle / 2 / je radiální síla talířového kola

dána velikostí axiální síly pastorku a axiální je rovna jeho síle radiální. Výkon přenášený koly je 45 k při otáčkách pastorku 2210 za min.

Krouticí moment

$$M_k = 71620 \frac{N}{n} = 71620 \frac{45}{2210} = \underline{\underline{1460 \text{ kp}}}$$

Tento moment dává obvodovou sílu

$$P = \frac{M_k}{r_p} = \frac{1460}{6,3} = \underline{\underline{232 \text{ kp}}}$$

r_p je poloměr pastorku.

Axiální síla na pastorek

$$Q = P \left(\tan \alpha \frac{\cos \delta}{\cos \gamma} - \tan \gamma \sin \delta \right)$$

Zde $\alpha = 19^\circ$ je úhel rovný součtu úhlu záběru $\beta = 14^\circ 30'$ a třecího úhlu $\varphi = 4^\circ 30'$, $\delta = 29^\circ 56'$ je poloviční úhel při vrcholu roztečného kužele

a $\gamma = 27^\circ 02'$ je úhel spirály kuželového ozubeného kola.

$$Q = 232 \left(0,344 \frac{0,868}{0,89} + 0,51 \cdot 0,5 \right) = 232 (0,387 + 0,255) = \\ = 232 \cdot 0,642 = \underline{\underline{149 \text{ kp}}}$$

Talířové kolo je tedy zatěžováno radiálně silou $Q = 149 \text{ kp}$.

Axiální síla pastorku:

$$S = P \left(\frac{2q \sin \delta}{\cos \gamma} - \frac{2q \cos \delta}{\sin \gamma} \right) = 232 \left(\frac{0,344 \cdot 0,5}{0,89} + 0,51 \cdot 1,068 \right) =$$

$$= 232 (0,193 + 0,443) = 232 \cdot 0,636 = \underline{\underline{148 \text{ kp}}}$$

Axiálně je tedy talířové kolo zatěžováno silou $S = 148 \text{ kp}$.

Zatížení ložiska $P = X \times V \times Q \times Y \times S$. Podle / 12 / :

$$\frac{S}{Q} = \frac{148}{149} \cong 1 > 0 \quad X = 0,4; \quad Y = 1,4; \quad V = 1$$

$$P = 0,4 \cdot 149 + 1,4 \cdot 148 = 59,6 + 207,2 = \underline{\underline{266,8 \text{ kp}}}$$

$$R_1 = \frac{P \cdot Z_1}{(Z_1 - Z_2)} = \frac{266,8 \cdot 12}{5} = \underline{\underline{640,32 \text{ kp}}}$$

$$R_2 = R_1 - P = 640,32 - 266,8 = \underline{\underline{373,52 \text{ kp}}}$$

Trvanlivost ložiska :

$$L = \frac{C}{R_1} = \frac{15000}{640,32} = \underline{\underline{23,4 \text{ mil. ot}}}$$

5.09 Spojovací hřídel

Výkon na nápravu je přenášen kardanovými hřídeli. Také zde používám úplného spojovacího hřídele z nápravy starého typu (č.c. 41-024-7 200), ale zkráceného. Úprava je patrná z přílohy č.v. 0-13.67-1-00,23. Výrobce udává velikost stálého krouticího momentu, který tento spojovací hřídel může přenášet, $M = 250 \text{ kpm}$.

Krátkodobé povolené přetížení může být až dvojnásobné. Na zabíhacím stroji přenášený krouticí moment na nápravu je $M_{kh} = 71620 \frac{N}{n}$

$$= 71620 \frac{45}{1270} \cdot 10^{-2} = \underline{\underline{25,4 \text{ kpm}}}$$

což činí pouze desetinu dovoleného namáhání.

5.10. Bubny a jejich uložení

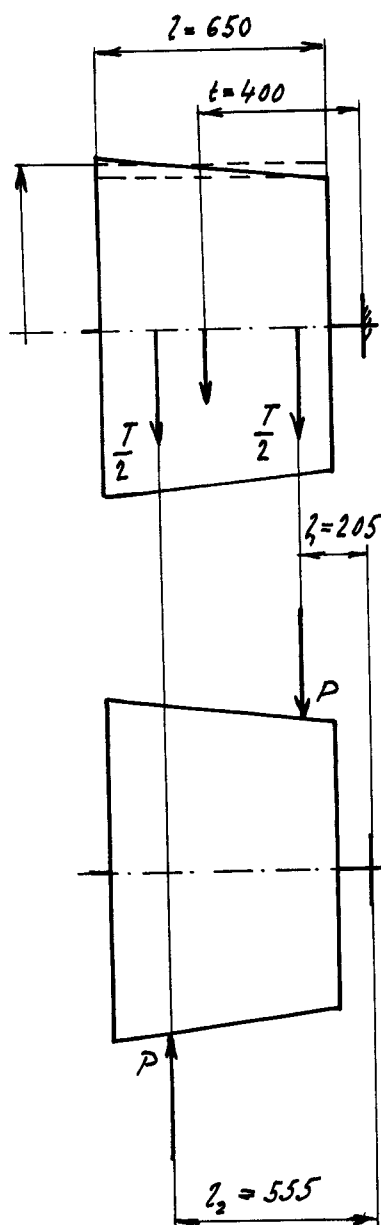
Bubny budou vyrobeny svařováním z ocelových plechů.

Uchycení k náboji je provedeno žebry. Uložení je na valivých ložiskách, neboť nízká rychlost by nedovolila při kluzném tření

vytvořit dobrý olejový film a docházelo by k polosuchému tření.

Detail uložení bubnu je na výkrese č. 0-13.67-1-00, 23.

5.10 Silové poměry



Obr. č. 9

Z obr. č. 9 je vidět princip na-

máhání bubnu. Působí na něj pět sil, třecí, přítláčné a vlastní váha.

Výpočet váhy bubnu :

$$D_{25} = \frac{D_2 + D_1}{2} = \frac{1625 + 1500}{2} = \frac{3125}{2} = 1562,5 \text{ mm}$$

síla stěny $s = 20 \text{ mm}$, průměr D_{15}

je tedy $1542,5 \text{ mm}$.

Váha pláště je : $\frac{\pi}{4} l (D_{25}^2 - D_{15}^2) \gamma =$

$$\frac{\pi}{4} \cdot 65 (15,62^2 - 15,42^2) \cdot 7,81 =$$

$$\frac{\pi}{4} \cdot 65 (245 - 238) \cdot 7,81 =$$

$$\frac{\pi}{4} \cdot 65 \cdot 7 \cdot 7,81 = 279 \text{ kp}$$

Váha náboje : $G_N = \frac{\pi}{4} l (d_2^2 - d_1^2) \gamma =$

$$\frac{\pi}{4} \cdot 65 (0,97^2 - 0,62^2) \cdot 7,81 =$$

$$\frac{\pi}{4} \cdot 65 (0,943 - 0,385) \cdot 7,81 =$$

$$\frac{\pi}{4} \cdot 65 \cdot 0,558 \cdot 7,81 = 22,3 \text{ kp}$$

d_1 je vnitřní a d_2 vnější průměr náboje.

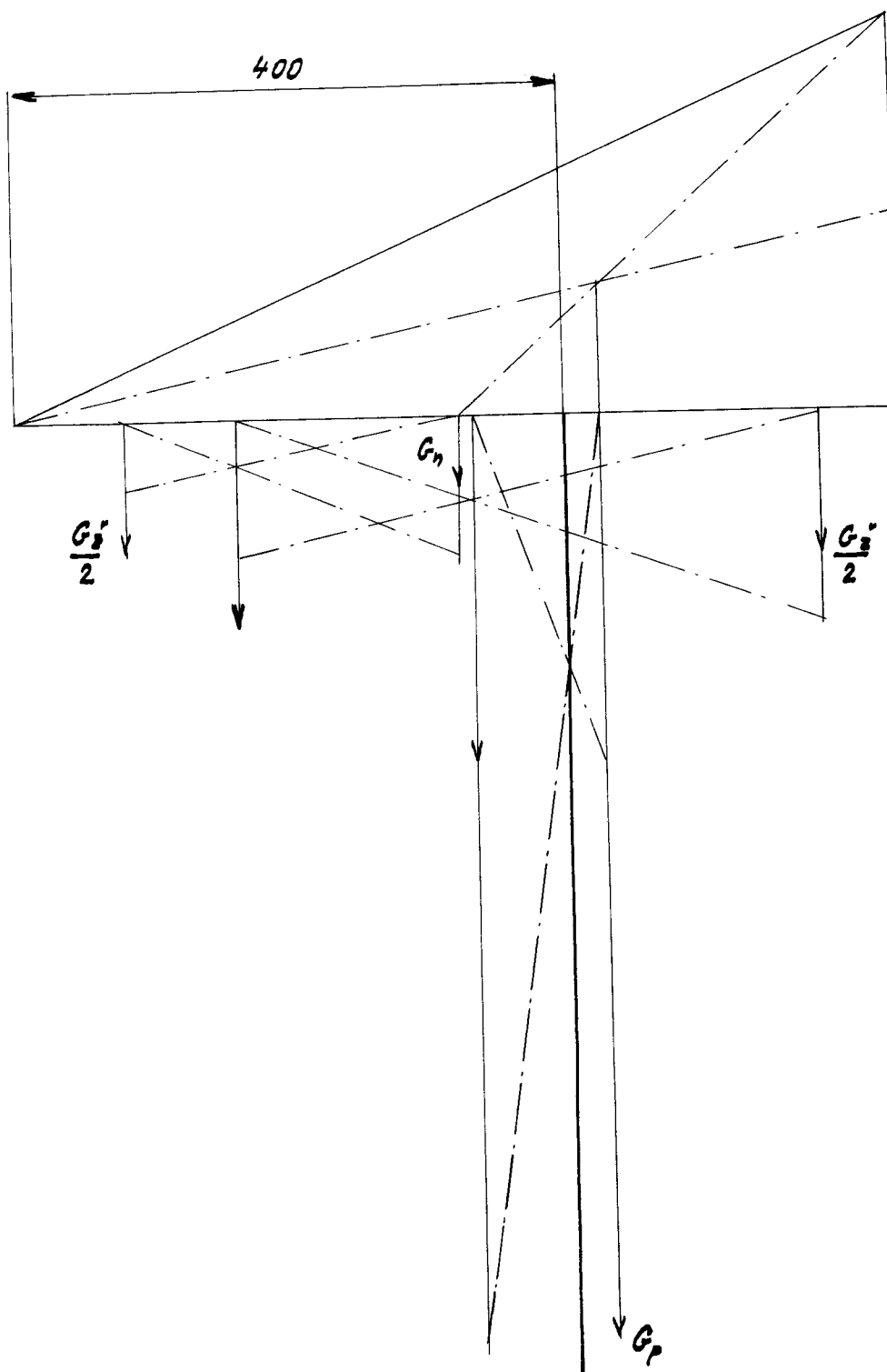
Váha žeber :

Celkový počet žeber $z = 16$. Jsou z materiálu obdélníkového průřezu $30 \times 15 \text{ mm}$

délky $l = 1494 \text{ mm}$.

$$G_z = z \cdot F \cdot l \cdot \gamma = 16 \cdot 0,3 \cdot 0,15 \cdot 14,94 \cdot 7,81 = 84 \text{ kp}$$

G r a f i c k é v y š e t ř e n í
t ě Ź i Ź t ě b u b n u .



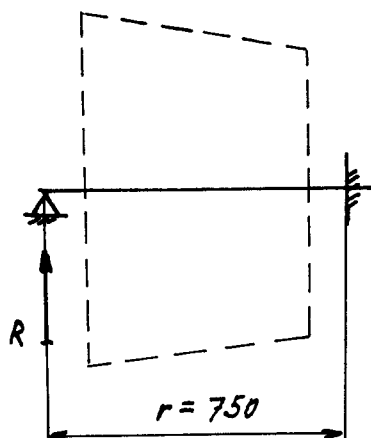
Celková váha :

$$G = G_p + G_N + G_z = 279 + 22,3 + 84 = \underline{\underline{385,3 \text{ kp}}}$$

Posunutí těžiště bubnu vlivem jeho kuželovitosti je graficky zjištěno na listě č. 21.

5.10.2

Kontrola hřídele bubnu



Obr.č. 10

Buben je uložen letmo, na vnější straně je podepřen dvěma nosníky, aby bylo zabráněno rozkmitání (obr. č. 10).

Ohybové momenty jsou podle

$$\text{obr.č. 9 : } M_{0T} = \frac{F}{2} (Z_1 + Z_2) = \frac{1920}{2} (20,5 + 55,5) = \underline{\underline{65000 \text{ kp cm}}}$$

$$M_{0c} = G \cdot l = 385 \cdot 40 = \underline{\underline{15000 \text{ kp cm}}}$$

$$M_{0p} = P Z_2 - P Z_1 = 1600 (55,5 - 20,5) = 1600 \cdot 35 = \underline{\underline{56000 \text{ kp cm}}}$$

$$\begin{aligned} \text{Výsledný ohybový moment : } M_0 &= \sqrt{(M_{0T} + M_{0c})^2 + M_{0p}^2} = \\ &= 1000 \sqrt{(65 + 15)^2 + 56^2} = 1000 \sqrt{(80^2 + 56^2)} = 1000 \sqrt{6400 + 3030} = \\ &= 1000 \sqrt{9430} = \underline{\underline{97000 \text{ kp cm}}} \end{aligned}$$

Průměr hřídele $d = 70 \text{ mm}$. Je vykován z materiálu 12050 o pevnosti $\sigma_p = 70 \text{ kp/mm}^2$, $\sigma_{0,2} = 15 \text{ kp/mm}^2$. To znamená, že maximální moment, který hřídel přenesení, je

$$M_{0H} = \sigma_{0,2} \cdot W_0$$

kde W_0 je modul průřezu v ohybu.

$$W_0 = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{\pi \cdot 7^3}{32} = \frac{\pi \cdot 343}{32} = \underline{\underline{35,6 \text{ cm}^3}}$$

Dostáváme :

$$M_{0H} = 1500 \cdot 35,6 = \underline{\underline{54000 \text{ kp cm}}}$$

5.10.3 Vnější opěra .

Z předešlého vyplývá , že opěrná síla R na vnější straně musí mít moment

$$M_R = M_o - M_{o_n} = 95000 - 54000 = \underline{43000 \text{ kp cm}}$$

Síla R působí na rameni $r = 750 \text{ mm}$ a její velikost ve směru výsledného ohybového momentu M_o je : $M_R = R \cdot r \Rightarrow$

$$R = \frac{M_R}{r} = \frac{43000}{75} = \underline{573 \text{ kp}}$$

Opěra je tvořena dvěma U profily ve tvaru V/ obr.č.11/. Nosníky jsou počítány pouze na vzpěr. Předpokládám, že vodorovná složka síly R je zachycena hlavním nosníkem.

Rozklad sil je na obr. č. 11.

Síla $R_1 = R_2 = 230 \text{ kp}$. Pro rozměr U 5 je $J_{min} = 7,24 \text{ cm}$, $F = 5,03 \text{ cm}$. Tyto hodnoty jsou důležité pro výpočet prutu na vzpěr / 9/ .

$$i_{min} = \sqrt{\frac{J_{min}}{F}} = \sqrt{\frac{7,24}{5,03}} = \underline{1,21 \text{ cm}}$$

$$\lambda = \frac{l}{i_{min}} = \frac{86,5}{1,21} = \underline{71,5 < 100}$$

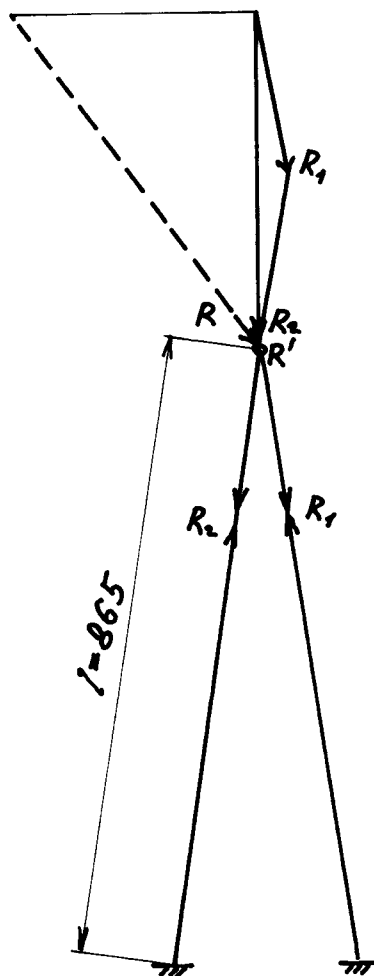
Dále je nutno počítat podle Tetmajera / 11 /

$$\begin{aligned} \text{Pro ocel 10370 je } \sigma_{kr} &= 2890 - 8,2 \lambda = \\ &= 2890 - 8,2 \times 71,5 = 2890 - 587 = \\ &= \underline{2203 \text{ kp}} \end{aligned}$$

$$P_{kr} = F \frac{\sigma_{kr}}{n} = 5,03 \frac{2203}{2,5} = \underline{4490 \text{ kp}}$$

n bezpečnost

Pro sílu 230 kp je tato únosnost víc než

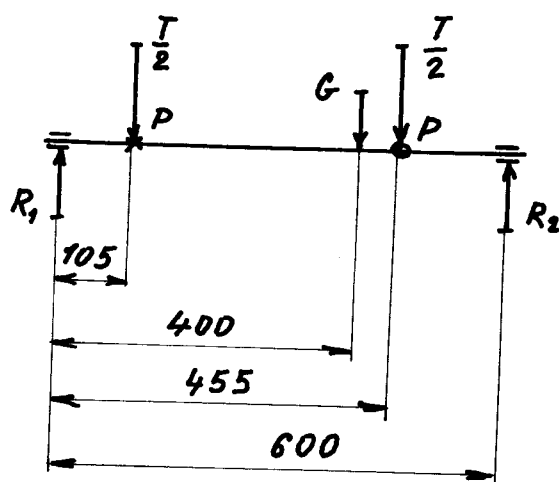


Obr.č. 11

vyhovující. Nesmíme však zapomínat na hlavní funkci opěry, t.j. zabránit rozkmitání.

5.10.4 Kontrola ložisek

Buben je uložen valivě, aby byla vyloučena možnost polosuchého tření, ke kterému by mohlo dojít při kluzném uložení. Tím by také došlo k nadměrnému zvýšení teploty, které by nepříznivě působilo na pneumatiky zabíhané nápravy. Detail uložení bubnu je na výkr. čís. 0-13.67-1-00, 13. Na straně hlavního nosníku je jedno válečkové ložisko označení NU 2214, které má dynamickou únosnost $C = 8300$ kp. Na vnější straně je buben uložen na dvou kuželíkových ložiskách označení 30207. Jejich dynamické únosnost $C = 3350$ kp. Zatížení je ve svislém směru silami třecími $T/2 = 960$ kp a vahou $G = 384$ kp, horizontálně působí přitlačné síly $P = 1600$ kp.



Obr.č. 12

$$R_{2H} \cdot 600 = P \cdot 455 - P \cdot 105$$

$$R_{2H} = \frac{P(455 - 105)}{600} =$$

$$\frac{1600 \cdot 350}{600} = \underline{\underline{930 \text{ kp}}}$$

$$R_{1H} = \underline{\underline{-930 \text{ kp}}}$$

$$R_{2S} \cdot 600 = \frac{T}{2} (455 + 105) + G \cdot 400$$

$$= \frac{1960 \cdot 560 + 2 \cdot 384 \cdot 400}{2 \cdot 600} =$$

$$\frac{538000 + 154000}{600} =$$

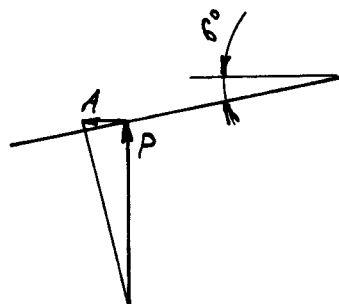
$$\frac{692000}{600} = \underline{\underline{1150 \text{ kp}}}$$

$$R_{1S} = T + G - R_{2S} =$$

$$= 1920 + 384 - 1150 = 2304 - 1150 = \underline{\underline{1154 \text{ kp}}}$$

$$R = R_1 = R_2 = \sqrt{R_{1S}^2 + R_{1H}^2} = \sqrt{820000 + 132000} = \sqrt{2200000} =$$

$$= \underline{\underline{1480 \text{ kp}}}$$



Obr.č. 13

Axiální síla A vzniká působením

přítlačných sil (obr.č. 13).

$$A = 2P \tan 6^\circ = 2 \cdot 1600 \cdot 0,105 = 337 \text{ kp}$$

$$\frac{A}{R} = \frac{337}{1480} = 0,228 < \alpha$$

$$P = R = 1480 \text{ kp}$$

Trvanlivost válečkového ložiska

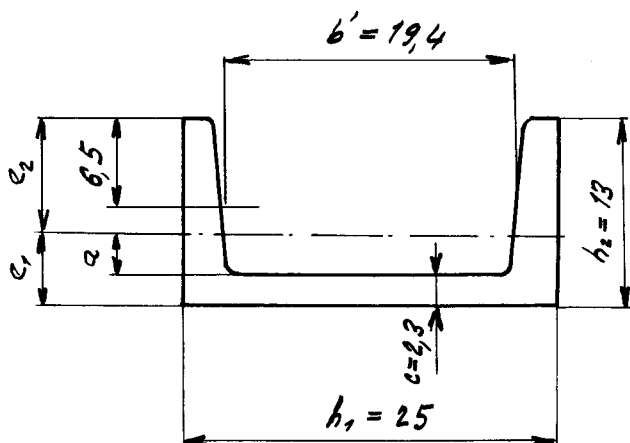
v milionech otáček:

$$L = \frac{C}{P} = \frac{8300}{1480} = 5,6$$

Kuželíková ložiska mají trvanlivost:

$$L = \frac{C}{P} = \frac{6700}{1480} = 4,45 \text{ mil. ot.}$$

5.10.5. Nosník bubnu



Obr.č. 14

Nosník bubnu

je odlit ve tvaru U profilu (obr.č.12) z ocelolityny 422650 o pev-

nosti $\sigma_{pc} = 52 \text{ kp/mm}^2$,

dovolené namáhání v ohybu je $\sigma_o = 10 \text{ kp/mm}^2$!

Na základní rám je přivařen. Namáhání je ohybem a krutem. Výsledné

redukované namáhání

$$\sigma_{red} = \sigma_o^2 + \tau_o^2 < \sigma_o \quad / 4 /.$$

5.10.51 Namáhání v krutu.

$$W_k = \frac{1}{3b_{max}} \sum b_i^3 h_i$$

$$\begin{aligned} W_k &= \frac{1}{3 \cdot 2,8} (2 \cdot 2,8^3 \cdot 13 + 2 \cdot 3^3 \cdot 25) = \\ &= \frac{1}{3 \cdot 2,8} (2 \cdot 22 \cdot 13 + 12 \cdot 2 \cdot 25) = \frac{1}{3 \cdot 2,8} (571 + 305) = \\ &= \frac{1}{3 \cdot 2,8} \cdot 876 = 104,3 \text{ cm}^3 \end{aligned}$$

b_i jsou tloušťky stěn, h_i jejich délky (obr.č. 14). Namáhání v krutu je způsobeno přitlačnou silou kol. Je tedy kroutící moment (viz 5.10.2)

$$M_k = M_{op} = 56000 \text{ kpcm}$$

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} = \frac{56000}{104,3} = 537 \text{ kp/cm}^2$$

5.10.52 Namáhání v ohybu

Podle / 10 / modul průřezu k ose X je $W_x = \frac{J}{a}$.

Moment setrvačnosti $J = \frac{b \cdot a^3 - b' \cdot a'^3 + d \cdot a_1^3}{3}$

a vzdálenost osy X od základny je $a_1 = \frac{d \cdot h_1^2 + b' \cdot c^2}{2(d \cdot h_1 + b' \cdot c)}$

Dostáváme:

$$a_1 = \frac{5,6 \cdot 13^2 + 19,4 \cdot 2,3^2}{2(5,6 \cdot 13 + 19,4 \cdot 2,3)} = \frac{945 + 105}{2 \cdot 117,4} = \frac{1050}{234,8} =$$

$$= 4,49 \text{ cm}$$

$$a = a_1 - c = 4,49 - 2,3 = 2,19 \text{ cm}$$

$$a_2 = h_2 - a_1 = 13 - 4,49 = 8,51 \text{ cm}$$

$$J = \frac{25 \cdot 4,49^3 - 19,4 \cdot 2,19^3 + 5,6 \cdot 8,51^3}{3} = \frac{25 \cdot 90 - 19,4 \cdot 10,5 + 5,6 \cdot 620}{3}$$

$$= \frac{2260 - 200 + 3470}{3} = \frac{5730 - 200}{3} = \frac{5440}{3} = 1800 \text{ cm}^4$$

$$W_{x_1} = \frac{J}{a_1} = \frac{1800}{4,49} = 400 \text{ cm}^3$$

$$W_{x_2} = \frac{J}{a_2} = \frac{1800}{8,51} = 210 \text{ cm}^3$$

$$\sigma_1 = \frac{M'_0}{W_{x1}} \quad \sigma_2 = \frac{M'_0}{W_{x2}}$$

Ohybový moment $M'_0 = M_{0T} + M_{0G} + M_R$ [kap 5.10.2, 5.10.3]

$$M'_0 = 65000 + 15000 - 43000 = 80000 - 43000 = \underline{\underline{37000 \text{ kpcm}}}$$

$$\sigma_1 = \frac{37000}{400} = \underline{\underline{93 \text{ kP}}}$$

$$\sigma_2 = \frac{37000}{210} = \underline{\underline{179 \text{ kP}}}$$

$$\text{Výsledné napětí } \sigma_{red} = \sqrt{179^2 + 3 \cdot 93^2} = \sqrt{38900 + 86300} = \sqrt{125200} = \underline{\underline{354 \text{ kP/cm}^2}}$$

je menší než σ_d . Uložení je tedy dostatečně pevné. Protože je hřídel uložen na obou koncích, je zajištěna také potřebná tuhost.

5.10.6 Svár nosníku bubny.

Tento svár je namáhán kroutícím momentem M_k , jehož velikost je rovná momentu $M = 56000 \text{ kpcm}$ / 4.10.2 / a momentem ohybovým $M_0 = 37000 \text{ kpcm}$ / 4.10.4 / . Nebezpečný průřez $s = 0,7 \times t = 0,7 \times 14,5 = 10 \text{ mm}$. Výpočet proveden známým způsobem, viz např. /13/.

$$\tau_s = \frac{M_k}{W_{ks}}$$

$$W_{ks} = W_{kc} - W_k$$

kde W_{kc} je modul průřezu v prutu nosníku a sváru,

$$W_k = 104,3 \text{ cm}^3 \text{ [viz. kap. 5.10.5]}$$

$$W_{kc} = \frac{1}{3 \cdot b_{max}} \sum b_i^3 h_i$$

$$W_{kc} = \frac{1}{3 \cdot 3,8} (2 \cdot 3,8^3 \cdot 14 + 3 \cdot 3^3 \cdot 25) =$$

$$= \frac{1}{3 \cdot 3,8} (2 \cdot 55 \cdot 14 + 36 \cdot 25) = \frac{1520 + 900}{3 \cdot 3,8} = \underline{\underline{212,3 \text{ cm}^3}}$$

$$W_{ks} = 212,3 - 104,3 = \underline{109 \text{ cm}^3}$$

$$\tau_s = \frac{M_k}{W_{ks}} = \frac{56000}{108} = \underline{515 \text{ kp/cm}^2}$$

Výpočet W_{os} je stejný jako výpočet W_o v kap. 4.10.42

$$J_y = \frac{h_1' e_1'^3 - b_1' a_1'^3 + d_1' e_1'^3}{3}$$

$$J_y' = \frac{h_1'' e_1''^3 - b_1'' a_1''^3 + d_1'' e_1''^3}{3}$$

$$e_1' = \frac{d_1' h_1'^2 + b_1' e_1'^2}{2(d_1' h_1' + b_1' e_1')} = \frac{76 \cdot 14^2 + 3,3 \cdot 19,4}{2(76 \cdot 14 + 3,3 \cdot 19,4)} = \frac{1490 + 212}{2(99 + 64)} = \frac{1802}{2 \cdot 163} = \underline{5,54 \text{ cm}}$$

$$e_1'' = e_1' - s = 5,54 - 1 = \underline{4,54 \text{ cm}}$$

$$e_2' = h_2' - e_1' = 14 - 5,54 = \underline{8,46 \text{ cm}}$$

$$a_1' = e_1' - (c + s) = 5,54 - 3,3 = \underline{2,24 \text{ cm}}$$

$$J_y = \frac{27 \cdot 5,54^3 - 19,4 \cdot 2,24^3 + 76 \cdot 8,46^3}{3} = \frac{27 \cdot 169 - 19,4 \cdot 11,25 + 76 \cdot 608}{3} = \frac{4560 - 218 + 4290}{3} = \frac{8850 - 218}{3} = \frac{8632}{3} = \underline{2880 \text{ cm}^4}$$

$$J_y' = \frac{25 \cdot 4,54^3 - 19,4 \cdot 2,24^3 + 56 \cdot 8,46^3}{3} = \frac{25 \cdot 93,5 - 19,4 \cdot 11,25 + 56 \cdot 608}{3} = \frac{2335 - 218 + 3410}{3} = \frac{5745 - 218}{3} = \frac{5527}{3} = \underline{1855 \text{ cm}^4}$$

$$J_{ks} = J_y - J_y' = 2880 - 1855 = \underline{1025 \text{ cm}^4}$$

$$W_{os1} = \frac{J_{ks}}{e_1'} = \frac{1025}{5,54} = \underline{185 \text{ cm}^3}$$

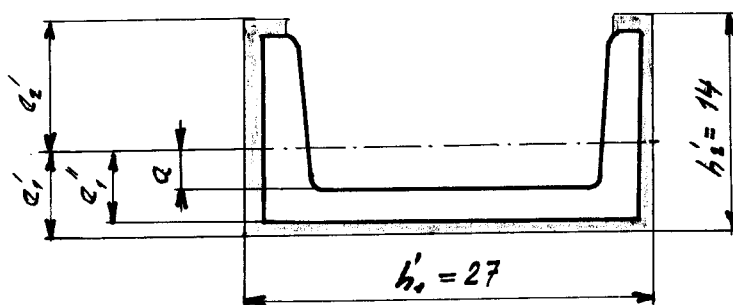
$$W_{os2} = \frac{J_{ks}}{e_2'} = \frac{1025}{8,46} = \underline{121 \text{ cm}^3}$$

$$\tau_{11} = \frac{M_0'}{W_{011}} = \frac{37000}{185} = \underline{\underline{200 \text{ kp/cm}^2}}$$

$$\tau_{22} = \frac{M_0'}{W_{022}} = \frac{37000}{121} = \underline{\underline{306 \text{ kp/cm}^2}}$$

Resukované namáhání

$$\tau = \sqrt{\tau_{11}^2 + \tau_{22}^2} = \sqrt{200^2 + 306^2} = \sqrt{26500 + 93600} = \sqrt{358600} = \underline{\underline{598 \text{ kp/cm}^2}}$$



Obr. č. 15

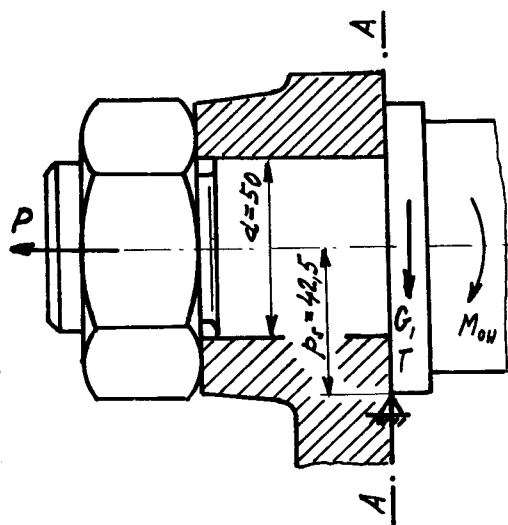
Dovolené napětí sváru závisí na druhu namáhání, na mechanických vlastnostech základního materiálu, na čistotě sváru. Podle ČSN 05 1110 je pro koutový svár dovolené napětí $\tau_{dov} = 0,65 \sigma_{tdov}$ (σ_{tdov} ... dovolené napětí v tahu základního materiálu, které je 10 kp/mm^2).

$$\tau_{dov} = 0,65 \cdot 10 = \underline{\underline{6,5 \text{ kp/mm}^2}}$$

Je tedy $\tau < \tau_{dov}$.

5.10.7 Uchycení hřídele bubnu.

Hřídel je na jedné straně uchycen pevně, na druhé je podepřen. Pevné uložení je naznačeno na obr.č. 14. Je nutná kontrola šroubů a průřezu A - A. Průřez A-A je namáhán tahovou silou od ohybového momentu $M = 54000 \text{ kpcm}$ (kap. 5.10.2) a na smyk silou třecí $T = 1920 \text{ kp}$ (kap. 5-02) a váhou bubnu $G = 385,3 \text{ kp}$ (kap. 5.10.1).



Obr.č. 16

Řez A-A :

$$\text{Síla } P_s = \frac{M_{0H}}{p_s} = \frac{54000}{4,25} = 12700 \text{ kp}$$

$$F = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 5^2}{4} = 19,65 \text{ cm}^2$$

$$\sigma = \frac{P_s}{F} = \frac{12700}{19,65} = 646 \text{ kp/cm}^2$$

$$\varepsilon = \frac{T + G}{F} = \frac{1920 + 385}{19,6} =$$

$$= \frac{2305,3}{19,65} = 117,5 \text{ kp/cm}^2$$

Celkové namáhání podle hypo-

tézy měrné deformační práce / 11/.

$$\sigma_r = \sqrt{\sigma_o^2 + 3\tau^2} = \sqrt{646^2 + 3 \cdot 117,5^2} = \sqrt{420000 + 41600} =$$

$$= \sqrt{461600} = 680 \text{ kp/cm}^2$$

Šroub M 48x3 je namáhán silou $P_s = 12700 \text{ kp}$. Průřez jádra

je $F_j = 16,04 \text{ cm}^2$ a napětí :

$$\sigma_z = \frac{P_s}{F_j} = \frac{12700}{16,04} = 790 \text{ kp/cm}^2$$

Pro materiál hřídele se $\sigma_{pt} = 70 \text{ kp/mm}^2$ je bezpečnost k mezi kluzu

$\sigma_k = 35 \text{ kp/mm}^2$.

$$s = \frac{\sigma_k}{\sigma_z} = \frac{3500}{790} = 4,4$$

5.11 Uložení náprav.

Uložení náprav je provedeno kyvně. Most nápravy je uchycen bandáží na základovou desku (viz. výkr.č. 0-13.67-1-00, 13), která je navařena na dva nosníky profilu U 10. Ty jsou dole pevně propojeny hřídelem (je navařen) a tím zvýšena celková tuhost. Hřídel je svými

konci uložen v pánvích (výkr.č.0-13.67-1-0021). Ložisková pouzdra jsou samomazná z polytetrafluoretylénu typu MB 4050 DV / 14/ .
Měrný tlak pro tento typ : $p = 1000 \text{ kp/cm}^2$.

5.11.1 Kontrola ložisek nosníku.

Zatížení ložisek $R = Z - P$, kde P je přitlačná síla a Z je síla v táhle.

$$P \times p = Z \times z$$

$$Z = \frac{P \cdot p}{z} = \frac{1600 \cdot 850}{650} = \underline{2090 \text{ kp}}$$

$$R = Z - P = 2090 - 1600 = \underline{490 \text{ kp}}$$

$G_n = 600 \text{ kp}$ je polovina váhy nápravy.

$$\begin{aligned} \text{Výsledná síla je } S &= \sqrt{R^2 + G_n^2} = \sqrt{490^2 + 600^2} = \\ &= \sqrt{240000 + 360000} = \sqrt{600000} = \underline{775 \text{ kp}} \end{aligned}$$

Nosná plocha ložiska je

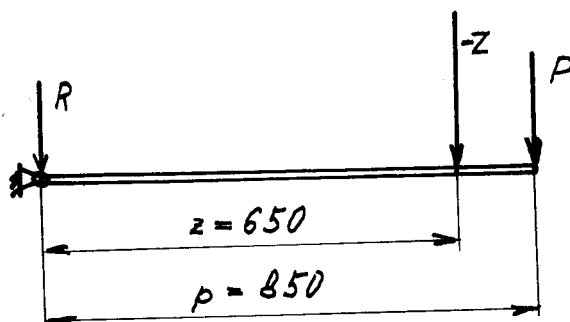
$$F = 2 \times l \times d = 2 \times 50 \times 4 = \underline{40 \text{ cm}^2}$$

když l je délka jednoho ložiska a d je průměr hřídele.

Tlak :

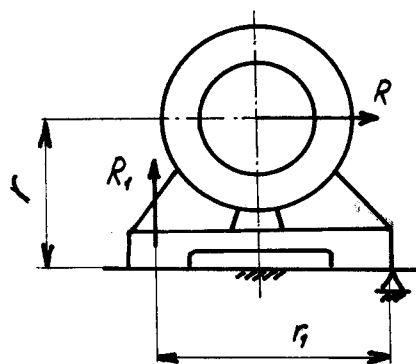
$$p = \frac{R}{F} = \frac{775}{40} = \underline{19,4 \text{ kp/cm}^2}$$

Každá ložisková pánev je na základní rám uchycena čtyřmi šrouby M 12 a je osově dělená z důvodu montáže.



Obr.č. 17

5.11.2 Předpětí upevňovacích šroubů.



Obr.č.18

$$R_1 = \frac{R \cdot r}{r_1} = \frac{490 \cdot 650}{800} = \underline{\underline{398 \text{ kp}}}$$

Síla V, která vyvodí potřebnou třecí sílu, která musí mít velikost R

pro $f = 0,16$ $V = \frac{R}{f} = \frac{490}{0,16} = \underline{\underline{3600 \text{ kp}}}$

Předpětí šroubů $P = R + V - G =$

$= 3600 + 398 - 600 = 3398 \text{ kp}$. Na jeden

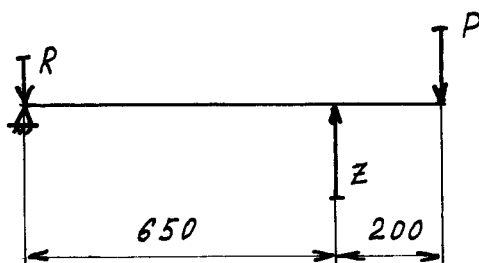
šroub připadá 825 kp. Šroub M12 má průřez jádra $F = 0,743 \text{ cm}^2$

Napětí : $\sigma = \frac{V}{F} = \frac{825}{0,743} = \underline{\underline{1120 \text{ kp/mm}^2}}$

Uhlíková ocel 11 601 má mez kluzu $\sigma_k = 30 \text{ kp/mm}^2$.

Bezpečnost: $\gamma = \frac{\sigma_k}{\sigma} = \frac{3000}{1120} = \underline{\underline{2,68}}$

5.11.3 Kontrola nosníku .



Obr,č. 19

Ohybový moment $M_o = R \times l_1 =$

$= 490 \times 65 = \underline{\underline{32\,000 \text{ kpcm}}}$

$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{32\,000}{2 \cdot 45,41} =$

$\underline{\underline{360 \text{ kp/cm}^2}} < \sigma_{\text{dov}}$

5.12 Spojovací tyč.

Protilehlé nosníky náprav jsou k sobě stahovány tyčí. Tím se vyvodí příslušná přitlačná síla ($P = 1600 \text{ kp}$). Průměr spojovací tyče je 20 mm . Vyrobená je z materiálu ocel 11 600 o $\sigma_{pe} = 60 \text{ kp/mm}^2$ a $\sigma_k = 29 \text{ kp/mm}^2$. Napětí vzniklé v tyči je :

$$\sigma = \frac{P}{F} = \frac{4P}{\pi d^2} = \frac{4 \cdot 1600}{\pi \cdot 2^2} = \underline{\underline{508 \text{ kp/cm}^2}}$$

Bezpečnost:

$$s = \frac{\sigma_k}{\sigma} = \frac{2900}{508} = \underline{\underline{5,7}}$$

U zařízení není vyloučeno, že dojde k rázům, protože je tato vysoká bezpečnost zcela nutná.

Utahování se provádí ručním kolečkem na měkko přes tři kotoučové pryžové pružiny 16015 ČSN 63 5816 . Jejich tuhost je ve směru stlačování $C = 2600 \text{ kp/cm}$. Únosnost je 1600 kp a deformace $0,66 \text{ cm}$. Protože jsou tři seriově uloženy, dělá celková deformace $1,98 \text{ cm}$. Převod ručičky ukazatele je $1:3$. Na ukazeteli, cejchovaném v kilopontmetrech, odečítá obsluha zatížení odpovídající stlačení pružin. Cejchování nutno provést při provozu. Hodnoty odměříme pomocí tenzometru.

5.13 Zabíhání diferenciálu.

Při konstrukci zabíhacího zařízení bylo počítáno i se zabíháním diferenciálu. V tomto případě je nutné, aby se kola jedné nápravy odvalovala každé po jiném poloměru. Tím vzniká v nápravě moment , rovný rozdílu momentů přenesených jednotlivými koly (viz.kap.3). Tento moment pak zatěžuje diferenciál .

Změnu průměru bubnu v místě pod kolem provedeme jeho axiálním

posuvem. Nyní se nám každé kolo odvaluje po jiném průměru. Tím vzniklý parazitní výkon je $N = \Delta v \times T$. Δv je rozdíl rychlostí pod jednotlivými koly způsobený diferencí průměrů bubnů pod koly 1 a 2, která je $D = D_2 - D_1$. Axiální posuv bubnu je 75 mm. Výpočtem zjistíme, že rozdíl průměrů je:

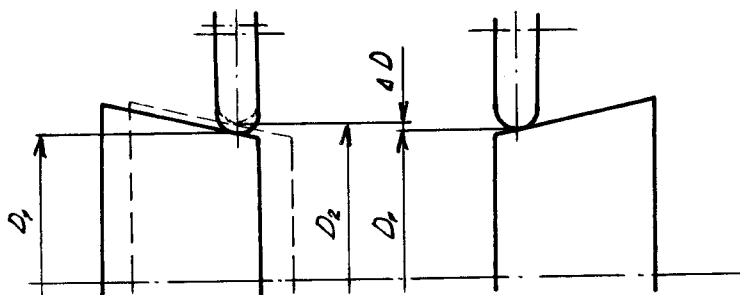
$$\Delta D = 1960 \cdot 75 = 0,105 \cdot 75 = \underline{\underline{7,89 \text{ mm}}}$$

Rozdíl obvodových rychlostí:

$$\Delta v = \Delta D \frac{\pi \cdot n_k}{60} = 0,00789 \frac{\pi \cdot 212}{60} = \underline{\underline{0,0875 \text{ m/s}}}$$

Výkon zatěžující diferencíál:

$$N = \frac{T \cdot \Delta v}{75} = \frac{1920 \cdot 0,0875}{75} = \underline{\underline{2,24 \text{ k}}}$$



Obr.č. 20

6. Z Á V Ě R

Automobilová doprava je dnes nejhospodárnější ze všech druhů doprav, které známe. Tomu odpovídá rychlé tempo rozvoje automobilového průmyslu ve světě, které vyžaduje od každého výrobce, chce-li udržet krok se světovou špičkou, stále dokonalejší výrobu.

To však neznamená pouze vyrábět jednotlivé součástky stále přesněji.

Zákazník chce výrobek, který mu okamžitě přináší maximální zisk, výrobek, který od počátku pracuje s plným vytížením.

U automobilů to znamená, že nestačí jenom zvyšovat výkon motorů, zvětšovat ložnou plochu, únosnost, zvyšovat rychlost. Dnes je nutno prodávat vůz se zaběhnutými funkčními prvky bez nebezpečí zadření, s jistotou naprosté bezpečnosti dalšího provozu, protože každý uživatel žádá především spolehlivost. Nemůže si dovolit posílat každou chvíli vůz do opravy. Znamená to pro něho finanční ztráty a pro výrobce, je-li poruchovost jeho vozů značná, je to pak ztráta důvěry v jeho výrobek, což nakonec pocítí také finančně.

Náš automobilový průmysl, ačkoliv má dobrou tradici, musí se na západních trzích tvrdě probíjet. Každé zakolísání je konkurencí okamžitě využito. A tak, aby byla jistota dobrého provozu celého automobilu, musí být také zajištěn dobrý chod jedné z nejdůležitějších částí, kterou je rozvodovka zadní nápravy.

Tím vznikl požadavek, montovat nápravy s rozvodovkou již zaběhnutou a tento požadavek dal vzniknout návrhu na tuto diplomovou práci, která řeší způsob zabíhání zadních náprav. Zabíhání však musí probíhat pod zatížením. Důležitým požadavkem je způsob, jak vyvodit potřebný zatěžující moment, který nevzniká na brzdě, ale mnohem hospo-

dárněji. V práci byla věnována značná pozornost popisu teorie vzniku tohoto momentu, /kap.3/ a pak principu praktického využití této teorie / kap. 4/ . Z tohoto principu pak byla navržena základní koncepce zabíhacího stroje. Ve výpočetní části / kap.5 / byly jednotlivé části zabíhačky pevnostně zkontrolovány. V doprovodném textu bylo vždy zdůvodněno , proč byla ta která část oním způsobem navržena. Celá práce , výpočty i text, je doplněna obrázky a schematy, u všech partií jsou odkazy na literaturu.

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

1. Čudakov E.A. - Teorie automobilu
2. Čudakov E.A. - Konstrukce a výpočet automobilu
3. Falkevič B.S., Divakov N.V. - Zkoušení automobilu
4. HöscheI C. - Pružnost a pevnost I
5. Krejčíř O., kolektiv - Vybrané stati z částí strojů
6. DubbeI R. - Příručka pro strojní inženýry I, II
7. Remta, Kupka - Jeřáby II
8. Dolek A., kolektiv - Části strojů II
9. Černoch S. - Strojírenská příručka
10. Meduna O. - Vybrané stati z částí strojů II
11. Kolektiv - Přehled strojnictví
12. Kolektiv - Valivá ložiska ZKL
13. Kochman J. - Části strojů I
14. Hugo J., kolektiv - Konstrukční plastické hmoty

O B S A H :

1. Úvod	2
2. Ekonomické zhodnocení	5
3. Teorie vzniku parasitního momentu	6
4. Návrh na třecí zabíhací stroj	11
5. Řešení a výpočet	12
5.01 Teorie okruhu	12
5.02 Síly a momenty	12
5.03 Rychlostní poměry	14
5.04 Ztráty prokluzem	14
5.05 Ztráty v ozubení	16
5.06 Pohonná jednotka zabíhacího zařízení	16
5.07 Řemenový převod	17
5.08 Rozvodovka	18
5.09 Spojovací hřídel	20
5.10 Bubny a jejich uložení	20
5.11 Uložení náprav	31
5.12 Spojovací tyč	34
5.13 Zabíhání diferenciálu	34
6. Závěr	36
7. Seznam použité literatury	38