Vysoká škola: strojní a textilní v Liberci Katedra: Pístových strojů

Fakulta: strojní Školní rok: 1968/1969

DIPLOMOVÝ ÚKOL

pro Karla BAŠKA

odbor 04-1-04 stavba výrobních strojů a zařízení

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

Název tématu: Návrh pohonu Rootseva dmychadla

Pokyny pro vypracování:

Na zkušebně změřte charakteristiky (tj. závislost nasátého množství vzduchu na otáčkách) daného Rootseva dmychadla pro různou hodnotu protitlaku a současně s tím změřte i jeho nerovnoměrnost chodu. Na základě získaných výsledků proveďte rozbor způsobů pohonu dmychadla na motoru a konstrukčně zpracujte způsob nejvýhodnější.

Autorské právo se řídí směrnicemi MŠK pro státní závěrečné zkoušky č. j. 31... 62-III/2 ze dne 13. července 196.-Věstník MŠK XVIII, sešit 24 ze dne 31.8.1962 § 19 autorského zákona č. 115/53 Sb.

VYSOKÁ ŠKOLA STROJNÍ A TEXTILNÍ
Ústřední knihovna
LIBEREC 1, STUDENTSKÁ 5

S
V 111/1969

Rozsah grafických laboratorních prací:

Rozsah průvodní zprávy:

Seznam odborné literatury: **Vykoukal : Dvoudobé motory naftové**

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Ladislav B a r t o n í č e k**

Konzultanti:

Datum zahájení diplomové práce:

Datum odevzdání diplomové práce: **10. července 1969**

vedoucí katedry

děkan

V **Liberci** dne **15. dubna** 196 **9**

OBSAH:

	Úvod	str. 2
1.00	Charakteristiky Rootsova dmychadla	" 3
2.00	Popis Rootsova dmychadla	" 7
3.00	Vlastní návrh Rootsova dmychadla	" 11
4.00	Rozbor náhonu dmychadla	" 17
5.00	Náhon dmychadla ozubenými koly	" 20
6.00	Torzní kmitání náhonu dmychadla ozubenými koly	" 36
7.00	Zhodnocení práce	" 48
8.00	Seznam použité literatury	" 52
	Tabulky	
	Grafická část	

ÚVOD:

V poslední době se začínají stále více uplatňovat u nákladních automobilů naftové motory dvoudobé. Důležitou součástí těchto motorů je plnící dmychadlo,které slouží k plnění pracovních válců vzduchem. Nejčastěji používaným dmychadlem u těchto motorů je objemové rotační dmychadlo, zvané Rootsovo. Jeho náhon bývá většinou proveden od klikového hřídele, používá se však také pohon turbinou na výfukové plyny. Při provedení mechanického pohonu od motoru mohou se pevným připojením dmychadla objevit v provozních otáčkách rezonanční kmitání nebezpečná pro pevnost klikového a spojovacího hřídele. Úkolem této práce je navrhnout pro daný motor dmychadlo a jeho vhodný pohon s ohledem na toto kmitání. Toto je vlastně druhá část diplomové práce.V první části jsou měřeny charakteristiky Rootsova dmychadla používané pro motor ŠKODA D 160, vyráběné v Č K D Hořovice a z nich je vycházeno při návrhu dmychadla daného motoru.

1.00 CHARAKTERISTIKY ROOTSOVA DMYCHADLA

Charakteristiky byly měřeny na dmychadle používané pro motor ŠKODA D 160,vyráběné v ČKD Hořovice.Toto dmychadlo má ø rotoru 210 mm a délku 230 mm.Jestliže dále bude uváděno pro zjednodušení "porovnávací dmychadlo",myslí se tím toto dmychadlo.

1.10 Popis měření

Rootsovo dmychadlo bylo umístěno na stojanu zvlášť k tomuto účelu vyrobeném.Pohon byl proveden přes pružnou spojku stejnosměrným dynamometrem MS 22 18 - 4.Dynamometr i stejnosměrný stroj energetického zdroje pracují ve spojení Ward-Leonardově.Rotor uložený ve valivých ložiskách ve štítech tvoří se statorem mechanický celek dynamometru.Výkyv statoru omezený narážkami se přenáší na sklonnou váhu ramenem takové délky,aby údaj váhy byl v kpm.Dynamometr může pracovat ve stavu generátoriekém i motorickém v obou smyslech točení.Při zatěžování a zkoušení poháněných strojů pracuje jako motor a je jím zjišťován potřebný příkon.Změna počtu otáček je plynulá.

Na vstupu Rootsova dmychadla byl umístěn plynoměr typu "Gaselan",jímž se měřilo množství nasávaného vzduchu.Proteklé množství vzduchu za určitý čas dá se měřit pomocí stopek a počítače otáček plynoměru,který je umístěn přímo na plynoměru.Pro přesnější měření proteklého množství bylo však použito fotoodporu,osvětleného přes otvory ve výstupní hřídeli 7 V žárovkou.

Při otáčení plynoměru dopadaly tedy na fotoodpor světelné pulsy.Doba mezi jednotlivými záblesky byla měřena na průmyslovém čítači BM 362,kam byl z fotoodporu signál přiváděn.Fotoodpor byl napájen 90 V ze stejnosměrného zdroje.Na výstupu dmychadla byl umístěn větrník,aby dmychadlo dodávalo do prostředí o stálém tlaku a snížily se tak pulsace ve výtlaku.Výstup z vyrovnávací nádoby byl škrcen klapkou,která byla nastavitelná do libovolné polohy v rozmezí 0 - 150 mm.Změna zdvihu byla provedena šroubem,zajištění polohy maticí.

1.20 Měření charakteristik

Pro zajištění vlastností dmychadla bez ohledu na jeho provozní funkci byla měřena závislost nasávaného množství na otáčkách při různých hodnotách protitlaku.

Rozsah otáček byl volen (600 - 3000) ot/min, interval otáček 200 ot/min.

1.21 Postup měření a měření jednotlivých veličin

Použité přístroje:
1 rtuťový U manometr,1 stroboskop zn.Oristrob typ 2371/B,1 průmyslový čítač zn.Tesla BM 362, plynoměr zn."Gaselan",1 dynamometr zn.MS 2218-4, 1 stejnosměrný zdroj BM 208,1 rtuťový teploměr.

Postup:
Pro určité otáčky byl postupně měněn protitlak a to od přetlaku 0,05 kp/cm^2 do přetlaku 0,4 kp/cm^2.

a) Nastavení otáček dmychadla:

Regulací W - L soustrojí lze měnit otáčky plynule.Přesné nastavení bylo provedeno pomocí stroboskopu a průmyslového čítače BM 362.

Dle vztahů:

$$\omega = \frac{\pi n}{30} = 2\pi f$$

$$f = \frac{n}{60} \quad ; \quad T = \frac{1}{f} = \frac{60}{n}$$

kde n jsou otáčky dynamometru
T - doba mezi dvěma záblesky stroboskopu

lze snadno nastavit otáčky dmychadla.Stroboskopem,jenž byl připojen na vstupu čítače,se nastavila na světélkujícím rastru čítače požadovaná doba T.Tím byla na stroboskopu nastavená frekvence světelných pulsů pro žádané otáčky.

Osvětlením rotujícího hřídele dynamometru s nakreslenou značkou a regulací W-L se měnily otáčky dynamometru tak dlouho až se nám značka jevila v klidu.

b) Měření přetlaku ve výtlaku:

Byl použit rtuťový U manometr o rozsahu (0 - 0,5) kp/cm^2.Tlak byl měřen v prostoru vyrovnávací nádoby.

c) Měření množství nasávaného vzduchu:

Je prováděno plynoměrem,jak už bylo popsáno dříve.

d) Měření tlakové ztráty v plynoměru:

K tomuto účelu je zabudován přímo v plynoměru vodní U manometr o rozsahu (0 - 120) mm H_2O.

e) Měření teploty nasávaného vzduchu:
Teplota byla měřena rtuťovým teploměrem, zavěšeným v těsné blízkosti sacího otvoru plynoměru.Během měření byla konstantní teplota 24°C.

f) Měření kroutícího momentu:
Měřen na sklonné váze,zabudované v příslušenství dynamometru MS 2218 - 4.

1.30 Výpočet hodnot do tabulky

a) Výpočet příkonu dmychadla:

$$N = \frac{M_k \cdot n}{716,2} \quad [k]$$

b) Výpočet ideálně nasátého množství $Q_{1_{id}}$ $[m^3/min]$

$$Q_{1_{id}} = 2\left(\frac{\pi D^2}{4} - F\right)L \cdot n$$

D –vnější ø rotoru dmychadla
F - průřez rotoru
L - délka rotoru
n - otáčky dmychadla

c) Výpočet objemové účinnosti:

$$\eta_v = \frac{Q_1}{Q_{1_{id}}}$$

Q_1 - skutečně nasáté množství

Udává nedokonalost plnění dmychadla vlivem víření vzduchu v sacím hrdle a vnitřních ztrát netěsností.

1.40 Dodatek k naměřeným charakteristikám

Počínaje otáčkami 2200 ot/min nemohly být měřeny charakteristiky v plném rozsahu proti tlaku (0,05 - 0,4) kp/cm^2 pro závadu na budiči dynamometru MS 2218 - 04,který tak nemohl dodávat dmychadlu potřebný příkon.
Tabulky a jednotlivé závislosti jsou uvedeny v příloze.

2.00 POPIS ROOTSOVA DMYCHADLA

Rootsovo dmychadlo je nejčastěji používaným objemovým dmychadlem u dvoudobých naftových motorů.Od ostatních dmychadel se liší tím,že tlak se nevytváří přímo v dmychadle,nýbrž až ve výtlač ném potrubí,což je příčinou značného hluku. Dodávka vzduchu je prakticky přímo úměrná otáčkám.Vlastní dmychadlo nemá žádné vzájemně se troucí části.Nevýhodou je poměrně malá účinnost, která je závislá na vůli mezi rotory a skříní a na vůli mezi zuby.

Navržené Rootsovo dmychadlo se skládá z vlastní skříně odlité z hliníku.Skříň je žebrována z důvodu částečného odvodu tepla.Na obou stranách skříně jsou mezistěny,které slouží k uložení rotorů dmychadla.Čela jsou uzavřena víky. Tříkřídlé rotory se zuby ve tvaru evolventy,vyrobeny z hliníku,jsou přímo nality na ocelový

hřídel.

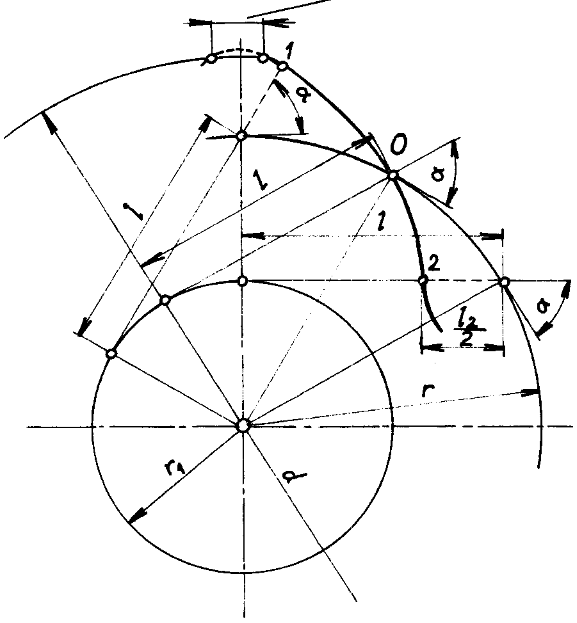
Zuby rotorů nikdy nepřijdou do záběru a je mezi nimi určitá vůle.Vlastní pohon rotorů zajišťují spřažená ozubená kola s převodem 1 : 1,umítěná ne jedné straně dmychadla.Tato ozubená kola mají pro menší hlučnost a rovnoměrnější chod šikmé ozubení.Rotory jsou uloženy ve valivých ložiskách.Mazání je provedeno rozstřikem oleje,které obstarávají na jedné straně dmychadla ozubená kola a na druhé straně rozstřikovací kroužek.Olej je nalit v předním a zadním víku a jeho výška se kontroluje zátkou.Aby se olej nedostal ve větší míře do prostoru vlastního dmychadla,jsou za ložisky umístěny dva pístní kroužky.

Rotory se musí pohybovat ve skříni s vůlí.Radiální vůle rotorů proti skříni je 0,2-0,26 mm. Osóvá (axiální) vůle rotorů ve skříni je 0,25 - 0,35 mm.O vůlích platí,že čím jsou větší tím více zhoršují objemovou účinnost dmychadla.Na druhé straně musí být dostatečné,aby nedošlo k zadírání a k dotyku jednotlivých ozubů.Ke zmenšení hluku dmychadla vznikajícího pulsací dodávaného vzduchu je nasávací a výtlačný otvor proveden šikmý.Na hluk má vliv i obvodová rychlost rotorů a proto je účelné volit ji co nejmenší. Pokud možno,nemá být větší než 40 m/s.V našem případě je maximální obvodová rychlost,jak je dále uvedeno,37,5 m/s.

Dmychadlo pracuje takto:vzduch ze sacího potrubí zaplní prostor mezi dvěma sousedními křídly rotoru.Během otáčení přesouvá se v prostoru mezi křídly rotoru dané množství vzduchu,až se rotor natočí tak,že dojde ke spojení s výtlačným potrubím.Při dalším otáčení zasouvá se do prosto-

ru mezi křídly jednoho rotoru křídlo rotoru druhého a vytlačuje tak vzduch,který zde byl, do výtlačného potrubí.

Při návrhu rotoru dmychadla je nutno určit profil křídla.Za profil křídla se volí evolventa a pak je nutné vycházet při návrhu z těchto základních rozměrů (obr.1).



obr.1

Vnější průměr rotoru d omezuje obvod rotoru. Pro vytvoření evolventy je směrodatná roztečná kružnice r,základní kružnice r_1 a úhel záběru α. Odvalením tvořící přímky po základní kružnici se vytváří evolventa boku zubu.Bok zubu se skládá jednak z evolventy mezi body 1 a 2,jednak z oblouků o poloměru $\frac{l_2}{2}$,jejichž střed leží na roztečné kružnici. Délka oblouku základní kružnice,z níž byl evolventní oblouk odvinut, se rovná délce záběru.Délka záběru jednoho zubu

při stejně velkých rotorech je půlena centrálním bodem O ,který leží na průsečíku evolventního oblouku s roztečnou kružnicí.Tímto bodem prochází i tečna vedená k základní kružnici.Úhel sevřený touto tečnou a tečnou k roztečné kružnici v témž bodě je úhel záběru.Délka tečny k základní kruž - nici mezi bodem dotyku a průsečíkem s roztečnou kružnicí O je dána rovnicí:

$$l = r \cdot \sin\alpha$$

Tvořící přímka má tuto délku pouze v uvedené poloze,v ostatních polohách je větší nebo menší.Největší je při průchodu bodem 1.

Poloměr roztečné kružnice r se určí ze vztahu:

$$r = \frac{\frac{D}{2}}{1+\frac{\pi\cos\alpha}{2i}}$$

i - počet křídel rotoru.

Poloměr základní kružnice:

$$r_1 = r.\cos\alpha$$

Z předchozích úvah vyplývá největší možná délka záběru při stejně velkých kolech:

$$l_2 = \frac{\pi r.\cos\alpha}{i}$$

Aby se zuby rychle neopotřbovávaly,musí být poloviční délka záběru nanejvýše stejná jako délka tečny základní kružnice mezi bodem dotyku a průsečíkem s roztečnou kružnicí O ,takže platí:

$$\frac{l_2}{2} = \frac{\pi r.\cos\alpha}{2i} \leq r.\sin\alpha$$

$$tg\,\alpha \geqq \frac{\pi}{2i}$$

Hodnota tg α je tedy podmínkou reálnosti řešení. Prevedou-li se zaoblení o poloměru $\frac{l_2}{2}$ z bodů 1 a 2 evolventy,dojde k tomu,že

$$r + \frac{l_2}{2} > \frac{D}{2}$$

Tento vztah je rovněž podmínkou reálnosti řešení, neboť jinak by nebyla žádná těsnící plocha mezi obvodem rotoru a skříní dmychadla.Znamená to,že vrchol zubu je zaoblen kružnicí o průměru D,která protne oblouk o poloměru $\frac{l_2}{2}$.

3.00 VLASTNÍ NÁVRH ROOTSOVA DMYCHADLA

Navrhované Rootsovo dmychadlo je určené pro dvoudobý naftový osmiválcový motor do V o obsahu 13,8 dm^3 a otáčkách 1800 ot/min.

3.10 Volba a výpočet hlavních parametrů.

a) Obsah motoru / m^3/min /

$$V_m = V.n = 0{,}0138\ .\ 1800 = 24{,}8\,m^3/min$$

kde V je obsah motoru v / m3 /

n jsou otáčky motoru

b) Přebytek vzduchu zvolen $\mu = 1{,}3$

c) Předpokládaný plnící tlak p_{D_2} =1,25 kp/cm^2

Tento tlak byl pro 8 plnících kanálů ø 30mm odečten z grafu v knize -Vykoukal:Dvoudobé motory vozidlové-.

Předpokládaný tlak v sáni dmychadla p_{D1} = = 0,99kp/cm^2 (tlaková ztráta ve filtru)

d) Množství,které musí dmychadlo dodat:

$$V_{D_2} = V_m \cdot \mu = 24{,}8 \cdot 1{,}3 = 32{,}2\ m^3/min = 0{,}536\ m^3/s$$

Kdyby bylo použito k plnění daného motoru porovnávacího dmychadla,bylo by potřeba,aby mělo otáčky asi 5000 ot/min ,jak vyplývá z naměřených charakteristik.Tato hodnota je moc velká, proto navržené dmychadlo bude muset být v určitém poměru větší.Průměr rotoru a otáčky jsou přitom vázány tak,aby obvodová rychlost rotoru dmychadla nebyla větší než 40 m/s.

e) Volba rozměru dmychadla.

Po předběžném výpočtu byl zvolen ø rotoru D = 230 mm a délka b = 380 mm.Ze vztahů v kapitole 2 je pro úhel záběru 28°

poloměr roztečné kružnice:

$$r = \frac{\frac{D}{2}}{1+\frac{\pi \cos\alpha}{2i}} = \frac{\frac{230}{2}}{1+\frac{\pi \cdot 0{,}884}{2\cdot 3}} = 78{,}70\ mm$$

poloměr základní kružnice:

$$r_1 = r\cdot\cos\alpha = 78{,}70 \cdot 0{,}884 = 69{,}51\ mm$$

dále musí být splněna podmínka:

$$tg\,\alpha \geqq \frac{\pi}{2i}$$

V našem případě je po dosazení 0,532 > 0,524, tedy tato podmínka je splněna.
Detailní výkres rotoru je v příloze.

f) Volba objemové účinnosti.
Objemová účinnost η_v porovnávacího dmychadla je pro 3200 ot/min a přetlak 0,25 kp/cm^2 asi 0,76 - 0,77.
Protože navrhované dmychadlo bude větší, předpokládám také horší objemovou účinnost. Volím tedy η_v = 0,75

g) Vztah mezi dodávaným a nasávaným množstvím dmychadla.
Z podmínky kontinuity dodávaného množství a pro poměry v dmychadlech platí:

$$\rho_{D_1} \cdot V_{D_1} = \rho_{D_2} \cdot V_{D_2} = \text{konst}$$

kde V_{D_2} / m^3/s; m^3/min / je objemové množství vzduchu dodávané dmychadlem
V_{D_1} / m^3/s; m^3/min / je objemové množství vzduchu nasávané dmychadlem
ρ_{D_1} / kg/m^3 / měrná hmota nasávaného vzduchu
ρ_{D_2} / kg/m^3 / měrná hmota stlačeného vzduchu

Ze stavových rovnic vyplývá:

$$\rho_{D_1} = \frac{p_{D_1}}{RT_{D_1}} = \frac{9900}{29{,}27.303} = 1{,}12 \text{ kg/m}^3$$

$$\rho_{D_2} = \frac{p_{D_2}}{RT_{D_2}} = \frac{12500}{29{,}27.328} = 1{,}30 \text{ kg/m3}$$

kde R / kpm/kg°K /- plynová konstanta pro vzduch;R = 29,27

T_{D_1} / °K / - absolutní teplota nasávaného vzduchu;předpokládám T_{D_1} = 303°K

T_{D_2} / °K / - absolutní teplota vzduchu dodávaného dmychadlem

Pro teplotu T_{D_2} platí:

$$T_{D_2} = T_{D_1}\left(\frac{p_{D_2}}{p_{D_1}}\right)^{\frac{n-1}{n}} = 303\left(\frac{1,25}{0,99}\right)^{\frac{1,5-1}{1,5}} = 328°K$$

kde n je exponent polytropy - u dmychadel bez chlazení,na př. Rootsova n = 1,4 - 1,6.
Vrátíme se zpět k rovnici kontinuity,z níž spočítáme V_{D_1}:

$$V_{D_1} = \frac{\rho_{D_2}}{\rho_{D_1}} \cdot V_{D_2} = \frac{1,3}{1,12} \cdot 32,2 = 37,4 \text{ m}^3/\text{min} = 0,622 \text{ m}^3/\text{s}$$

pro V_{D_1} se dá dále psát:

$$V_{D_1} = 2\left(\frac{\pi D^2}{4} - F\right) b.n_D \cdot \eta_v \quad / \text{ m}^3/\text{min} /$$

kde $2\left(\frac{\pi D^2}{4} - F\right)b$ je teoreticky nasátý objem za 1 otáčku

D - vnější ø rotoru dmychadla / m /
F - plocha rotoru / m^2 / byla zjištěna graficky
b - délka rotoru / m /
n_D- otáčky dmychadla / 1/min /
η_v- objemová účinnost; η_v = 0,75

h) Výpočet otáček:

Z výše uvedené rovnice se spočítají otáčky dmychadla pro potřebné dodávané množství:

$$n_D = \frac{V_{D_1}}{2\left(\frac{\pi D^2}{4} - F\right) b\, \eta_v} =$$

$$= \frac{37,4}{2\left(\frac{\pi . 0,23^2}{4} - 0,0208\right) .0,38.0,75} = 3120 \text{ ot/min}$$

i) Kontrola obvodové rychlosti rotoru.

$$V = \frac{\pi d n}{60} = \frac{\pi \cdot 0,23.3120}{60} = 37,5 \text{ m/s}$$

Tato obvodová rychlost je ještě v dovolených mezích.

3.20 Výpočet příkonu dmychadla

Pro příkon dmychadla lze psát:

$$P_D = M_D \cdot \frac{H_{ad}}{75 \cdot \eta_D}$$

kde M_D / kg/s / - hmotové množství dodávané dmychadlem; $M_D = \varrho_{D_2} \cdot V_{D_2}$

H_{ad} - adiabatická práce dmychadla;

$$H_{ad} = \frac{k}{k-1} R T_{D_1} \left[\left(\frac{p_{D_2}}{p_{D_1}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]$$

k - exponent adiabaty; pro vzduch k = 1,4

η_D - celková účinnost dmychadla;

$$\eta_D = \eta_v \cdot \eta_m \cdot \eta_{th}$$

η_m - mechanická účinnost dmychadla

V literatuře je uváděna mechanická účinnost pro tento typ dmychadla 0,95 i více.

Volím $\eta_m = 0,95$

$$\eta_{th} = \frac{k-1}{k} \cdot \frac{(p_2/p_1)^{\frac{k-1}{k}} - 1}{p_2/p_1 - 1}$$ je teoretická

účinnost. Pro poměr tlaků $\frac{p_2}{p_1} = 1,263$ je

$\eta_{th} = 0,92$

η_v - objemová účinnost

$$P_D = 1,3.0,536.3,5 \frac{29.27.303\ 1,263^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1}{75.0,75.0,95.0,92} =$$

$$= 30,03 \doteq \underline{30\ /\ k\ /}$$

4.00 ROZBOR NÁHONU DMYCHADLA

Mechanickým připojením dmychadla ke spalovacímu motoru mohou se v provozních otáčkách objevit resonanční kmitání,která by se jinak u samotného motoru nevyskytla.Proto se snažíme ovlivnit vlastní frakvenci soustavy motor-dmychadlo tak,aby tyto resonanční otáčky ležely mimo provozní oblast.

Vlastní frekvenci torzně kmitající soustavy můžeme v zásadě ovlivnit několika způsoby:

1) změnou torzní tuhosti hřídelů systému
2) změnou velikosti a rozložením setrvačných hmot
3) rozšířením počtu stupňů volnosti soustavy připojením dalšího členu
4) kombinací některých z uvedených případů

V případě náhonu Rootsova dmychadla je nejvhodnější a také nejpoužívanější ovlivnění vlastní frekvence změnou torzní tuhosti hřídelů systému a to zařazením pružného elementu mezi motor a dmychadlo.Tím snižujeme jednouzlový vlastní kmitočet soustavy,aby resonanční kmitání hlavní harmonické složky leželo pod provozním rozsahem.

Za účelem splnění tohoto požadavku může být k náhonu použito několika způsobů.Jsou to na př. pohon ozubenými koly s pružnou spojkou mezi motorem a dmychadlem,pohon klínovými řemeny,hydraulický pohon,pohon torzním hřídelem a pod. Pro náhon dmychadla daného motoru by bylo konstrukčně nejvýhodnější použití klínových řemenů nebo ozubených kol s pružnou spojkou.Bude proto v dalších kapitolách proveden rozbor těchto případů.

Použití pružných elementů poskytuje kromě možnosti potlačit,resp.odstranit nebezpečné resonanční kmitání ještě tu výhodu,že chrání hřídelová vedení před poškozením tím,že zachycuje část přebytečné energie a dočasně ji mění v akumulovanou potenciální energii,je-li soustava vystavena náhlé změně režimu (např.náhlé zastavení jednoho z členů soustavy).

4.10 Pohon dmychadla klínovými řemeny

Pohon klínovými řemeny by byl nejvhodnější ze přední strany motoru.Tah řemenů nesmí však být zachycen přímo na hřídel rotoru,aby se neprohnul,což by mohlo mít za následek zadření rotorů ve skříni.

4.11. Výpočet potřebného počtu řemenů:

a) Hodnoty potřebné pro výpočet:

převodový poměr $i = 1{,}735$;dán poměrem $\frac{n_D}{n_m}$

osová vzdálenost $a = 435$ mm

přenášený výkon $N = 30$ k

b) Návrh průměrů řemenic:

$d = 215$ mm ; $D = 374$ mm

Obvodová rychlost řemenů:

$$V = \frac{\pi d n}{60} = \frac{\pi . 0{,}215 . 3120}{60} = 35{,}5 \text{ m/s}$$

c) Úhel opásání:

$$\sin\delta = \frac{D-d}{2a} = \frac{374-215}{2.435} = 0{,}183$$

$$\delta = 10°30'$$

$$\alpha = 180-2\delta = 180° - 21° = 159°$$

volím největší možnou šířku řemene pro ø řemenice 215 mm $b = 22$ mm

d) Výkon přenášený jedním řemenem:

$$N_s = N_{180} \cdot \frac{c_1}{c_2} \cdot c_3$$

N_{180} - výkon přenášený jedním klínovým řemenem při úhlu opásání $\alpha = 180°$ a při jmenovitém průměru menší řemenice $D_{1\,min}$

c_1 - součinitel pro úhel opásání $\alpha = 180°$

c_2 - součinitel pro krátkodobé přetížení

$$c_3 = \frac{\text{zvolený ø menší řemenice}}{\text{minimální ø řemenice } D_{1min}} = \frac{215}{215} = 1$$

ze strojnických tabulek bylo zjištěno:

$N_{180} = 8{,}2$ /k/

$c_1 = 0{,}95$

$c_2 = 1{,}2$

$N_s = 8{,}2 \cdot \frac{0{,}95}{1{,}2} = 6{,}5$ /k/

Potřebný počet řemenů:

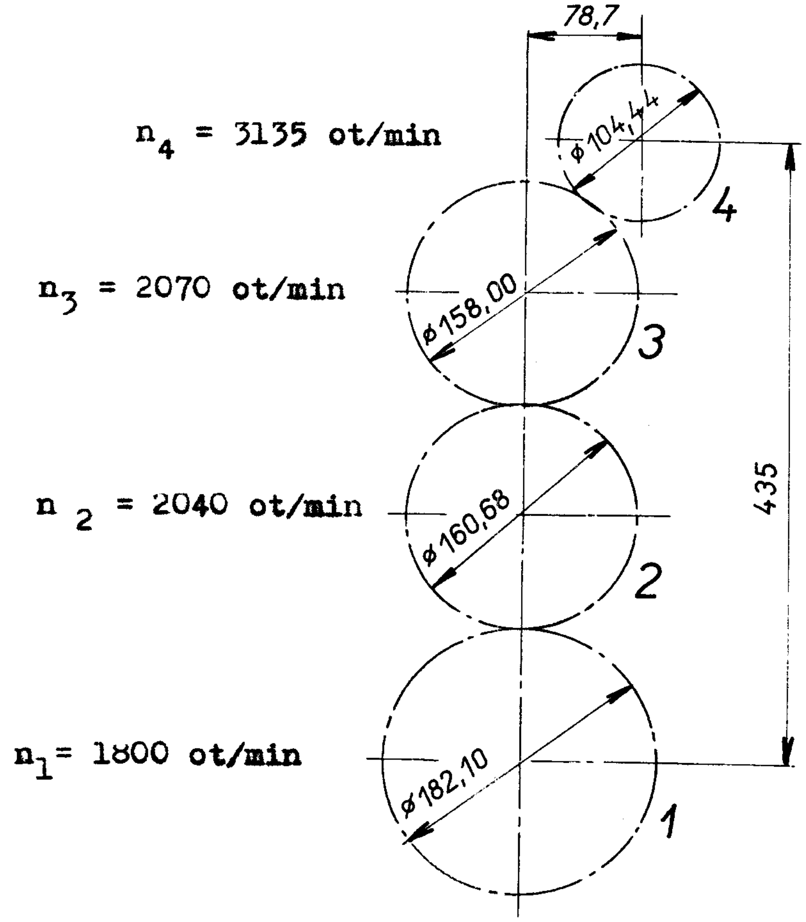
$p = \frac{N}{N_s} = \frac{30}{6{,}5} = 4{,}6$ - k pohonu by muselo být použito 5 klínových řemenů.

Z uvedeného výpočtu vyplývá,že použití klínových řemenů k náhonu navrženého dmychadla není nejvhodnější,protože doporučovaná obvodová rychlost klínových řemenů je 25-30m/s, zatím co v našem případě je pro dané průměry řemenic 35,5 m/s.Dala by se snížit zmenšením ø řemenic,avšak za cenu zvýšeného počtu řemenů,tedy muselo by být použito více než 5 řemenů,což je mnoho.

V další kapitole bude tedy proveden návrh náhonu ozubenými koly.

5.00 NÁHON DMYCHADLA OZUBENÝMI KOLY

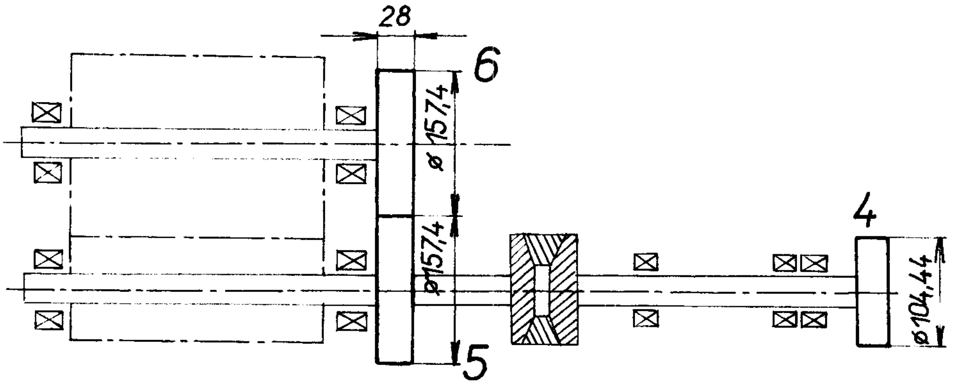
Navržený náhon dmychadla je proveden ozubenými koly ze zadní strany motoru (strana setrvačníku). Protože se jedná o motor do V, je dmychadlo umístěno mezi rozevřenými válci. Konstrukcí motoru je dána osová vzdálenost mezi klikovým hřídelem a dmychadlem A = 435 mm. Potřebnými otáčkami dmychadle je dále určen převodový poměr i = 1,735 do rychla.



Obr.2

1 ...... kolo na klikovém hřídeli
2,3 .... mezikola
4 ...... kolo náhonu

Kromě zakreslených kol (1),(2),(3),(4) patří k náhonu ještě kola (5),(6).Kolo (4) je na hřídeli,který je spojen pomocí pružné spojky s hřídelem Rootsova dmychadla.Návrh pružné spojky je proveden v kapitole 6.Na tomto hřídeli je ozubené kolo (5),které je v záběru s kolem (6) druhého rotoru,jak je patrno z obrázku 3.



obr.3

5.10 Ozubená kola náhonu - rozměry

Kola náhonu i ozubená kola ve vlastním dmychadle jsou provedena se šikmými zuby.Normálný modul zubů m_n = 2,5 mm,úhel záběru α = 20°.
Ostatní hodnoty:

Hodnoty	Ozubená kola					
	(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)
počet zubů	68	60	59	39	59	59
úhel sklonu β	20°50'	20°50'	20°50'	20°50'	20°30'	20°30'
modul m_n /mm/	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5
šířka zubů /mm/	30	30	30	30	28	28

Celkový převod mezi motorem a dmychadlem:

$$p = \frac{n_4}{n_1} = \frac{3135}{1800} = 1,740$$,což vyhovuje

Na ozubená kola bude použito materálu 12020·4
Hodnoty tohoto materiálu:

$$\sigma_{pt_{jádra}} = 55\ kp/mm^2$$
$$\sigma_{pt_{povrchu}} = 200\ kp/mm^2$$
$$\sigma_{c_{povrchu}} = 60\ kp/mm^2$$
$$\sigma_{k_{povrchu}} = 140\ kp/mm^2$$

$$\sigma_{pt} = \frac{\sigma_{pt_j} + \sigma_{pt_p}}{2} = \frac{55+200}{2} = 128\ kp/mm^2$$
$$\sigma_{pt_o} = 1,2 . \sigma_{pt} = 152\ kp/mm^2$$
$$\sigma_{c_o} = 50\ kp/mm^2$$
$$\sigma_{k_o} = 104\ kp/mm^2$$

5.20 Pevnostní kontrola ozubených kol

Ozubená kola přenášejí výkon odvedený dmychadlem,který činí 30 /k/.Nejvíce je namáháno kolo nejmenšího průměru (tedy kolo 4),jak vyplývá z níže uvedeného vztahu pro kontrolu na otlačení. Bude kontrolováno tedy jenom toto kolo.
Obvodová síla na kole (4):

Přenášený kroutící moment bude:

$$M_k = 71620 \frac{N}{n} = 71620 \frac{30}{3135} = 690\ kpcm$$

Obvodová síla:

$$P_o = \frac{M_k}{r} = \frac{690}{5,2} = 135\ kp$$

Normálná síla působící na zub:

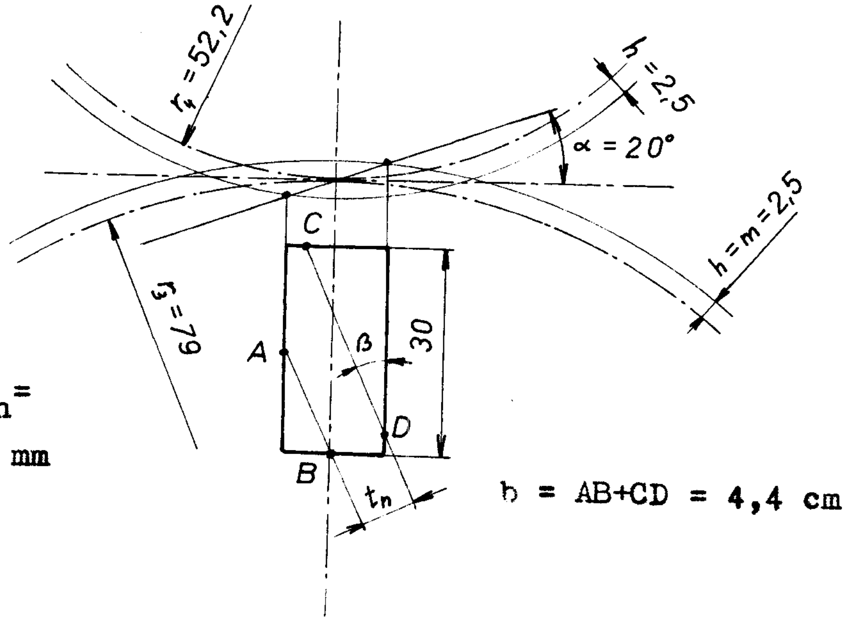
$$P_n = \frac{P_o}{\cos\beta \cdot \cos\alpha} = \frac{135}{0{,}934 \cdot 0{,}94} = 155 \text{ kp}$$

5.21 **Kontrola zubů na otlačení**

Hertzův tlak: $p_H = \sqrt{0{,}36 \, \frac{P_n \cdot E_s}{b \cdot R_s}}$

E_s - střední modul pružnosti
$E_s = 2{,}1 \cdot 10^6$ kp/cm^2
R_s - střední poloměr /cm/
b - délka spoluzabírajících zubů /cm/

Délka zubů v záběru b zjistíme ze záběrového pole daných ozubených kol (4) a (3):



$t_n = \pi \cdot m_n =$
$= 7{,}85$ mm

b = AB+CD = 4,4 cm

obr.4

Střední poloměr spoluzabírajících zubů R_s vypočteme ze vztahu:

$$\frac{1}{R_s} = \frac{1}{2}\left(\frac{1}{\rho_4} + \frac{1}{\rho_3}\right) ; \qquad \rho = r \cdot \sin\alpha$$

kde r - roztečný poloměr kola

α - úhel záběru

$\varrho_3 = 7{,}9.0{,}34 = 2{,}7$ cm ; $\varrho_4 = 5{,}2.0{,}34 = 1{,}75$cm

$\frac{1}{R_s} = 0{,}5(0{,}37+0{,}57) = 0{,}47 \Rightarrow R_s = 2{,}1$ cm

Hertzův tlak:

$$p_H = \sqrt{0{,}36\,\frac{P_n.E_s}{b.R_s}} = \sqrt{0{,}36\,\frac{155.2{,}1.10^6}{4{,}4.2{,}1}} =$$

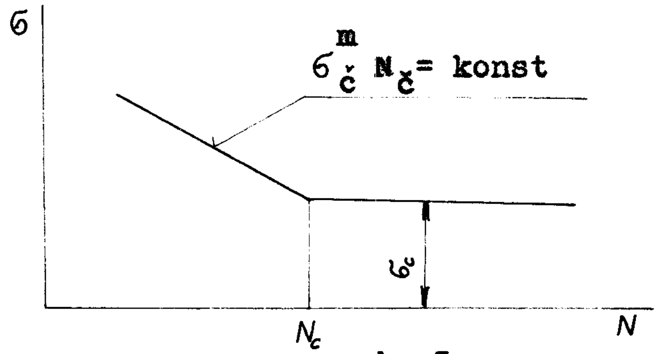
$$= 3650 \text{ kp/cm}^2 = 36{,}5 \text{ kp/mm}^2$$

Z Hertzova tlaku spočítáme hlubinné napětí, vznikající pod povrchem:

$$\sigma_{hl} = 0{,}6.p_H = 0{,}6.36{,}5 = 22 \text{ kp/mm}^2$$

Protože zatížení zubů je míjivé (hodnota napětí pro otlačení se mění od 0 do 22 kp/mm^2), budeme zub kontrolovat na časovou pevnost,tzn. tak,aby zub vydržel předpokládaný počet zatížení během určité doby.

Při výpočtu je nutno vycházet z Wöhlerovy křivky,která má tento tvar:



obr.5

kde σ_c je mez únavy daného materiálu;$N_c = 6.10^6$ (pro kalené ocele).

Při menším počtu zatěžovacích cyklů (dle požadované trvanlivosti) než N_c můžeme zvýšit namáhání nad mez únavy σ_c (oblast časové pevnosti).
Při pravidelném provozu, za jaký můžeme počítat i náhon dmychadla, můžeme pro dovolené namáhání psát z Wöhlerovy křivky rovnici:

$$\sigma_{ad}^{m} \cdot N_p = \sigma_{cp}^{m} \cdot N_c$$

kde σ_{ad} amplituda dovoleného namáhání

N_p - počet provozních cyklů

m - exponent, který u kalených ocelí je pro tlak m = 6

Výpočet počtu provozních cyklů N_p:

$$N_p = 60.n.h = 60.2400.5000 = 7{,}15.10^8$$

h - počet provozních hodin (uvažuji 5000 h)

n - otáčky / 1/min / (předpokládám, že motor bude pracovat většinu času asi při 75% n_{max}, tedy n ≐ 2400 ot/min

Výpočet dovoleného napětí:

$$\sigma_{ad} = \sqrt[6]{\frac{\sigma_{cp}^{m}.N_c}{N_p}} = \sqrt[6]{\frac{60^6.6.10^6}{7{,}15.10^8}} = 25{,}5\ kp/mm^2$$

$$\sigma_{hl} = 22\ kp/mm^2\ ;\quad \sigma_{a_{hl}} = \frac{\sigma_{hl}}{2} = 11\ kp/mm^2$$

kde $\sigma_{a_{hl}}$ je amplituda σ_{hl}

Bezpečnost v otlačení:

$$S_D = \frac{\sigma_{ad}}{\sigma_{a_{hl}}} = \frac{25{,}5}{11} = 2{,}32 \quad \text{.... vyhovuje}$$

5.22 Kontrola zubů na ohyb (ulomení)

Maximální ohybové napětí vznikající v patě zubu je dáno vztahem:

$$\sigma_o = 2,7 \frac{P_n}{b.m} = 2,7 \frac{155}{44.2,5} = 4 \text{ kp/mm}^2$$

$$\sigma_{ao} = \frac{\sigma_o}{2} = 2 \text{ kp/mm}^2$$

Kontrola na časovou pevnost:

$$\sigma_{ad}^m \cdot N_p = \sigma_{co}^m \cdot N_c$$

kde $\sigma_{co} = 50 \text{ kp/mm}^2$; pro ohyb $m = 9$

$$\sigma_{ad} = \sqrt[9]{\frac{50^9.6.10^6}{8,6.\ 10^8}} = \sqrt[9]{\frac{11,7.10^{21}}{8,5.10^8}} = 13,3 \text{ kp/mm}^2$$

Bezpečnost v ohybu:

$$S_o = \frac{\sigma_{ad}}{\sigma_{ao}} = \frac{13,3}{2} = 6,65 \text{ ...... vyhovuje}$$

5.30 Výpočet ložisek

Uložení ozubených kol náhonu Rootsova dmychadla je patrné z výkresu náhonu v příloze. Ložiska jsou namáhána silami od ozubených kol. Jsou to: obvodová síla P_o, radiální síla P_r a axiální síla P_a. Všechna ložiska jsou počítána na životnost 5000 hod.

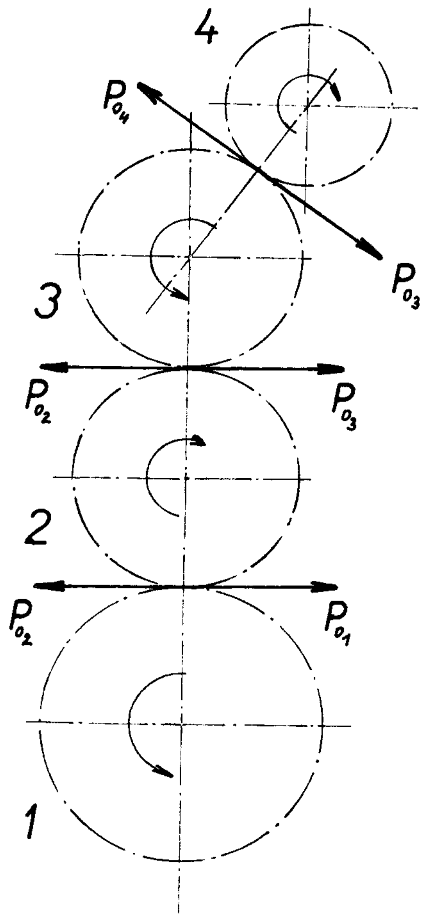
Velikosti sil P_o, P_r, P_a:

$P_o = 135$ kp - vypočtena na str.22

$$P_a = P_o.\text{tg}\beta = 135.\text{tg } 20°50' = 52 \text{ kp}$$

$$P_r = P_n\ .\sin\alpha = \frac{P_o.\text{tg}\alpha}{\cos\beta} = 135.\ \frac{0,364}{0,935} = 53 \text{ kp}$$

Schema obvodových sil,působící na jednotlivá kola:

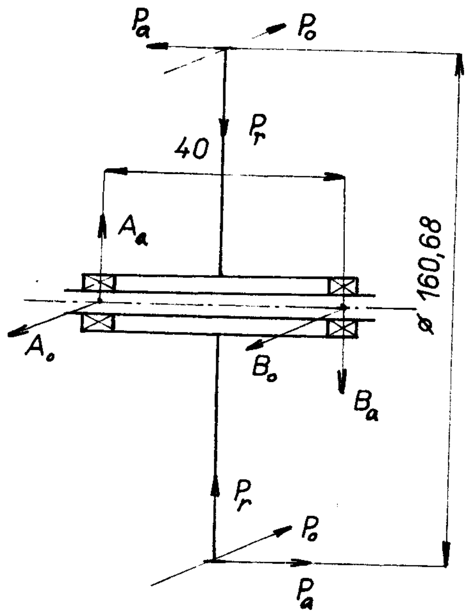


obr.6

P_{o_1} ..... obvodová síla působící na kolo (1)
P_{o_2} ..... obvodová síla působící na kolo (2)
P_{o_3} ..... obvodová síla působící na kolo (3)
P_{o_4} ..... obvodová síla působící na kolo (4)

5.31 Návrh ložisek kola (2)

Rozklad sil



obr.7

A_o..... reakce v ložisku A od síly P_o
B_o..... reakce v ložisku B od síly P_o
A_a..... reakce v ložisku A od síly P_a
B_a..... reakce v ložisku B od síly P_a

Velikost reakcí v ložiskách od sil P_o:

$$A_o = B_o = P_o = 135 \text{ kp}$$

Velikost reakcí v ložiskách od sil P_a:

$$P_a . 160,68 = A_a . 40$$

$$A_a = B_a = \frac{P_a . 160,68}{40} = \frac{52 . 160,68}{40} = 208 \text{ kp}$$

Výsledné reakce v ložiskách:

$$A = B = \sqrt{135^2 + 208^2} = 245 \text{ kp}$$

Návrh ložisek.

Předpokládám,že motor bude pracovat většinu provozních hodin asi při 75% n_{max},tedy
$n_2 = 0{,}75 . 2040 = 1530$ ot/min .Ložiska navrhuji, jak už bylo výše uvedeno na životnost 5000 hod.
Při výpočtu ložisek se používá rovnice trvanlivosti:

$$L_h = \left(\frac{C}{P}\right)^m . \frac{10^6}{60.n} = \left(\frac{C}{P}\right)^m . \frac{16666}{n}$$

kde L_h - trvanlivost ložiska v hodinách
n - otáčky (ot/min)
C - dynamická únosnost v kp
$P = X.v.F_r + Y.F_a$
X,Y - koeficienty závisející na axiálním zatížení ložiska
F_r - radiální zatížení ložiska
F_a - axiální zatížení ložiska
$v = 1$ při obvodovém zatížení vnitřního kroužku
$1{,}2$ při obvodovém zatížení vnějšího kroužku
m - mocnitel závisející na konstrukci ložiska; pro kuličková ložiska $m = 3$

Z katalogu ložisek byly vyhledány pro zatížení ložisek kola (2) tyto hodnoty:

$X = 1$; $Y = 0$; $v = 1{,}2$

Zatížení ložiska P tedy bude:

$P = 1{,}2.F_r = 1{,}2.245 = 294$ kp

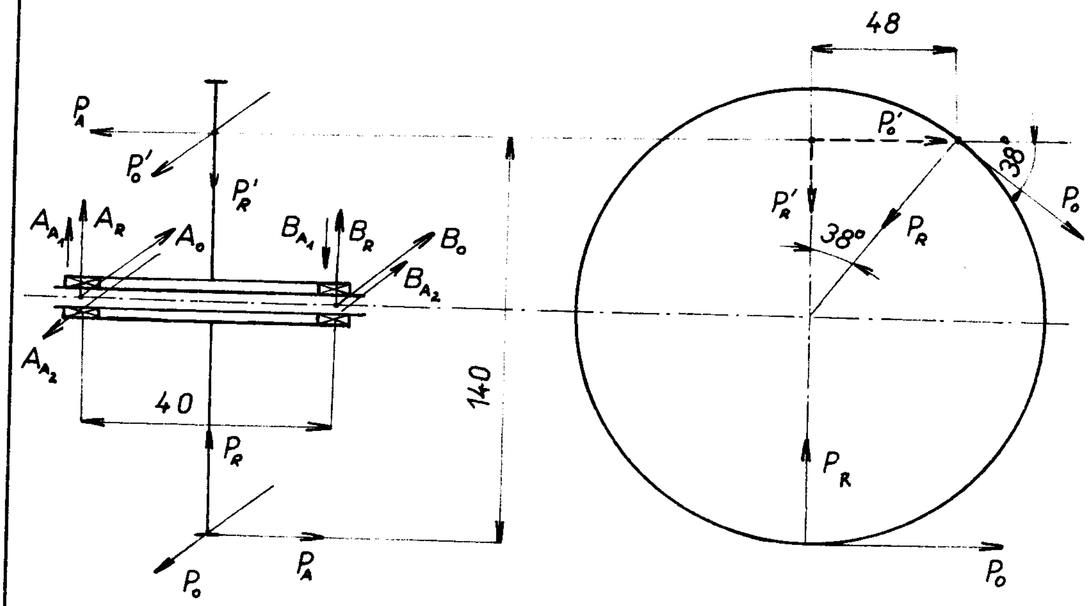
Dynamická únosnost (z výše uvedené rovnice):

$$C = P\sqrt[3]{L_h \frac{n}{16666}} = 294.\sqrt[3]{5000\,\frac{1530}{16666}} = 2260 \text{ kp}$$

Volím jednořadá kuličková ložiska s kosoúhlým stykem typu 72 07,která mají dynamickou únosnost C = 2400 kp.

5.32 **Návrh ložisek kola (3)**

Schema rozkladu sil



obr.8

$$P_r' = P_r . \cos 38^\circ + P_o . \sin 38^\circ = 53.0,788 + 135.0,615 \doteq 125 \text{ kp}$$

$$P_o' = P_o . \cos 38^\circ - P_r \sin 38^\circ = 135.0,788 + 53.0,615 \doteq 73 \text{ kp}$$

Velikost reakcí v ložiskách od sil P_o a P_o' :

$$A_o = B_o = \frac{P_o + P_o'}{2} = \frac{135+73}{2} = 104 \text{ kp}$$

Velikost reakcí v ložiskách od sil P_r, P_r' :

$$A_r = B_r = \frac{P_r' - P_r}{2} = \frac{125-53}{2} = 36 \text{ kp}$$

Velikost reakcí v ložiskách od síly P_a :

$$P_a.140 = A_{a_1}.40 \Rightarrow A_{a_1} = B_{a_1} = \frac{52.140}{40} = 182 \text{ kp}$$

$$P_a.48 = A_{a_2}.40 \Rightarrow A_{a_2} = B_{a_2} = \frac{P_a.48}{40} = 62 \text{ kp}$$

Výsledná reakce v ložisku (A):

$$A = \sqrt{\left(A_{a_1} + A_r\right)^2 + \left(A_o - A_{a_2}\right)^2} =$$

$$= \sqrt{\left(182 + 36\right)^2 + \left(104 - 62\right)^2} \doteq 220 \text{ kp}$$

Výsledná reakce v ložisku (B):

$$B = \sqrt{\left(B_o + B_{a_2}\right)^2 + \left(B_{a_1} - B_r\right)^2} =$$

$$= \sqrt{\left(104 + 62\right)^2 + \left(182 - 36\right)^2} = 218 \text{ kp} \doteq 220 \text{ kp}$$

Návrh ložisek:

Všechny koeficienty jsou shodné jako v předešlém případě,platí proto opět: $P = 1,2.F_r$

Otáčky $n_3 = 0,75.2070 = 1540$ ot/min

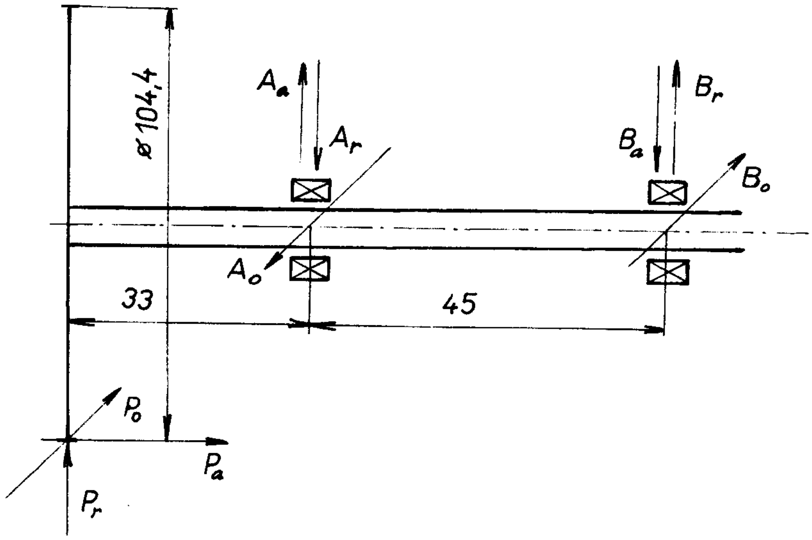
Pro tyto otáčky bude dynamická únosnost ložiska C:

$$C = P . \sqrt[3]{L_h . \frac{n}{16666}} = 1,2.220 \sqrt[3]{5000 \frac{1540}{16666}} = 2100 \text{kp}$$

Volím opět ložiska 7207 s dynamickou únosností C = 2400 kp.

5.33 **Návrh ložisek kola (4)**

Rozklad sil



obr.9

Velikost reakcí v ložiskách od síly P_o:

$$P_o \cdot 78 - A_o \cdot 45 = 0$$

$$A_o = \frac{P_o \cdot 78}{45} = \frac{135 \cdot 78}{45} = 235 \text{ kp}$$

$$B_o = 235 - 135 = 100 \text{ kp}$$

Velikost reakcí od síly P_r:

$$A_r = \frac{P_r \cdot 78}{45} = \frac{53 \cdot 78}{45} = 92 \text{ kp}$$

$$B_r = 92 - 53 = 39 \text{ kp}$$

Velikost reakcí v ložiskách od síly P_a:

$$P_a \cdot 52{,}5 = A_a \cdot 45$$

$$A_a = B_a = \frac{52 \cdot 52{,}5}{45} = 60 \text{ kp}$$

Výsledná radiální síla působící na ložisko A:

$$A = \sqrt{(A_r - A_a)^2 + A_o^2} = \sqrt{32^2 + 235^2} \doteq 240 \text{ kp}$$

Výsledná radiální síla působící na ložisko B:

$$B = \sqrt{(B_a - B_r)^2 + B_o^2} = 102 \text{ kp}$$

Návrh ložiska A:

Z katalogu ložisek: x = 1 ; y = 0 ; v = 1

tedy $P = F_r = 240$ kp

Kolo (4) se bude většinu pracovního času točit přibližně otáčkami 0,75.3135 = 2340 ot/min.

Dynamická únosnost ložiska:

$$C = P \cdot \sqrt[3]{L_h \cdot \frac{n}{16666}} = 240 \cdot \sqrt[3]{5000 \cdot \frac{2,340}{16,666}} = 2240 \text{ kp}$$

Použiji ložisko 6307.Toto má dynamickou únosnost C = 2600 kp.

Návrh ložiska B:

Toto ložisko nepřenáší axiální sílu,proto

x = 1 ; y = 0

$$P = F_r = 102 \text{ kp}$$

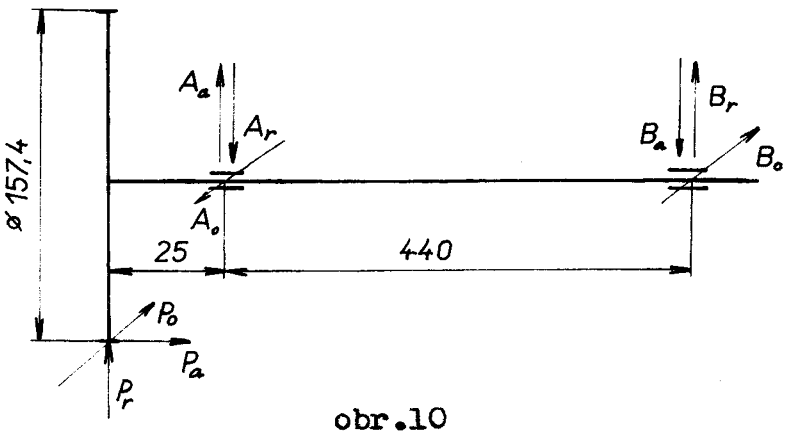
Dynamická únosnost:

$$C = 102 \sqrt[3]{5000 \frac{2340}{1666}} = 900 \text{ kp}$$

Ložisko je velmi málo namáháno z konstrukčních důvodů používám ložisko 6007,které má dynamickou únosnost C = 1250.

5.34 Návrh ložisek v dmychadle

Rozklad sil



obr.10

Reakce v ložiskách od síly P_o:

$$P_o \cdot 465 - A_o \cdot 440 = 0$$

$$A_o = \frac{P_o \cdot 465}{440} = 143 \text{ kp}$$

$$B_o = 143 - 135 = 8 \text{ kp}$$

Reakce v ložiskách od síly P_r:

$$A_r = \frac{P_r \cdot 465}{440} = \frac{53 \cdot 465}{440} = 56 \text{ kp}$$

$$B_r = 3 \text{ kp}$$

Radiální reakce v ložiskách od síly P_a :

$$P_a \cdot 78{,}7 = A_a \cdot 440$$

$$A_a = B_a = \frac{P_a \cdot 78{,}7}{440} \doteq 10 \text{ kp}$$

Výsledná radiální síla působící na ložisko A:

$$A = \sqrt{(A_r - A_a)^2 + A_o^2} = \sqrt{46^2 + 143^2} = 150 \text{ kp}$$

Výsledná radiální síla působící na ložisko B:

$$B = \sqrt{(B_a - B_r)^2 + B_o^2} = \sqrt{7^2 + 8^2} \doteq 11 \text{ p}$$

Toto ložisko je namáháno malou silou,z konstrukčních důvodů použiji stejného ložiska jako v místě (A).

Návrh ložiska A :

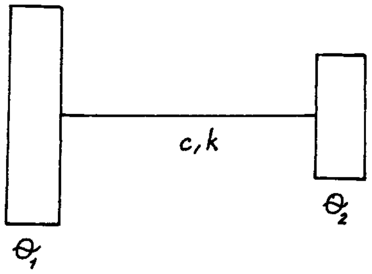
Toto ložisko navrhuji na otáčky 2340 ot/min. Z konstrukčních důvodů volím ložiska o vnitřním ø d = 40 mm.Ložisko 6008 o vnitřním ø d = 40 a vnějším ø D = 68 mm má únosnost C = 1320 kp, což je málo.Proto použiji ložiska 6208,které má dynamickou únosnost C = 2550 kp.

Trvanlivost ložiska bude pro x = 0,56 ; y = 2,00; v = 1 .

$$L_h = \frac{C}{P} \sqrt[m]{\frac{16666}{n}} = \frac{2550}{190} \sqrt[3]{\frac{16666}{2340}} = 12100 \text{ hod.}$$

6.00 TORZNÍ KMITÁNÍ NÁHONU DMYCHADLA OZUBENÝMI KOLY

Rootsovo dmychadlo s motorem vytváří torzní soustavu.Protože pružná spojka mezi motorem a dmychadlem má mnohem nižší torzní tuhost než torzní tuhost hřídelů motoru a dmychadla,je možno zanedbat elasticitu hřídelů a rozložení hmot klikového ústrojí.Torzní soustavu lze pak převést na dvouhmotovou (podle obrázku),jejíž hmoty (kotouče) mají momenty setrvačnosti Θ_1 a Θ_2 / kgcm s^2 /.(Mluvíme-li v dalším pro stručnost o kotoučích,respektive o hmotách Θ_1 nebo Θ_2, rozumí se tím kotouče s hmotným momentem setrvačnosti Θ_1 nebo Θ_2).Tyto kotouče jsou spojeny pružnou spojkou tuhosti c /kgcm/rad /.



obr.11

Dvouhmotová torzní soustava

kde Θ_1 - hmotný moment setrvačnosti motoru
Θ_2 - hmot.moment setrvačnosti dmychadla
c - tuhost spojky (předpokládá se,že je lineární)
k - tlumení spojky

6.10 Hmotné momenty setrvačnosti

Hmotné momenty motoru,setrvačníku,ozubených kol náhonu i dmychadla byly zjištěny výpočtem.Uvedu už pouze výsledky.Všechny momenty setrvačnosti budou redukovány na otáčky klikového hřídele.

Použité označení:

Θ_m - moment setrvačnosti klikového ústrojí
Θ_s - moment setrvačnosti setrvačníku
$\Theta_{o_1} \div \Theta_{o_4}$ moment setrvačnosti ozubených kol(1)÷(4)
Θ_d - moment setrvačnosti dmychadla
p - převodový poměr; p = 1,74
index r znamená redukci na klikový hřídel

Zjištěné hmotné momenty setrvačnosti:

Θ_m = 3,6 kgcm s^2
Θ_s = 61 kgcm s^2
Θ_{o_2} = 0,1 kgcm s^2; $\Theta_{o_{2r}} = \Theta_{o_2} . p^2 = 0,1 . 1,12^2 =$
$= 0,126$ kgcm s^2

Θ_{o_3} = 0,1 kgcm s^2; $\Theta_{o_{3r}} = \Theta_{o_3} . p^2 = 0,1 . 1,14^2 =$
$= 0,13$ kgcm s^2

Θ_{o_4} = 0,03 kgcm s^2; $\Theta_{o_{4r}} = \Theta_{o_4} . p^2 = 0,03 . 1,74^2 =$
$= 0,09$ kgcm s^2

Výsledný redukovaný moment setrvačnosti ozubených kol:

$\Theta_{o_r} \doteq 0,25$ kgcm s^2
Θ_d = 0,964 kgcm s^2; $\Theta_{d_r} = \Theta_d . p^2 = 0,964 . 1,74^2 =$
$= 2,94$ kgcm s^2

Moment setrvačnosti motoru Θ_1:

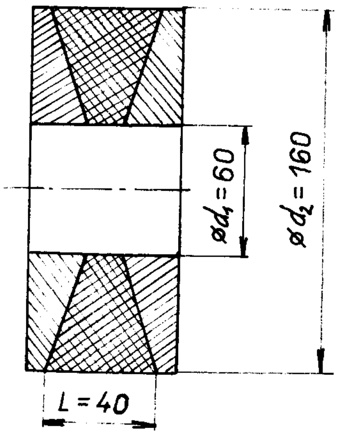
$\Theta_1 = 3,6 + 61 + 0,25 \doteq 65$ kgcm s^2

Moment setrvačnosti dmychadla Θ_2:

$\Theta_2 = \Theta_{d_r} = 2,94$ kgcm s^2

6.20 Torzní tuhost spojky

Po předběžném výpočtu byla navržena pryžová spojka typu a rozměrů dle náčrtu.Spojka je zhotovena z pryže tvrdosti 50° Sch.



obr.12

Tuhost této spojky se vypočítá ze vztahu:

$$c_{St} = \frac{\pi E\left(d_2^4 - d_2 d_1^3\right)}{72L} = \frac{\pi.24\left(16^4 - 16.6^3\right)}{72.4} =$$

$$= 14500 \text{ kgcm/rad}$$

Toto je tzv.statická tuhost.Jestliže je spojka namáhána dynamickými silami,opravuje se vypočtená statická tuhost opravným součinitelem k_d. Opravný součinitel k_d je větší než 1 a roste s velikostí tlumení pryže a velikostí modulu pružnosti E / kp/cm^2 /.Pro normální pryž bez podstatného tlumení o tvrdosti 45 - 55°Sch je velikost opravného součinitele k_d rovna 1,1 - 1,4.Velikost modulu pružnosti E v závislosti na tvrdosti pryže byla odečtena z grafu v článku ing.Oktavce: Pružné spojky pístových strojů v časopise -Strojírenství-,roč.1957,č.7. Pro pryž tvrdosti 50° Sch je E = 24 kp/cm^2.

Dynamická tuhost:

$$c_d = 1{,}2\ c_{st} = 1{,}2 . 14500 = 17400 \text{ kgcm/rad}$$

Dynamická tuhost redukovaná na klikový hřídel:

$$c = c_d\ p^2 = 17400 . 1{,}74^2 = 53000 \text{ kgcm/rad}$$

6.30 Vlastní kmitání soustavy

Pro frekvenci vlastních jednouzlových kmitů dvouhmoté soustavy můžeme psát:

$$N = \frac{30}{\pi} \sqrt{c \left(\frac{1}{\Theta_1} + \frac{1}{\Theta_2}\right)} = \frac{30}{\pi} \sqrt{5{,}3 . 10^4 \left(\frac{1}{65} + \frac{1}{2{,}94}\right)} =$$
$$= \underline{1310\ ^1/_{min}}$$

6.40 Vynucené kmitání

V případě náhonu dmychadla budeme rozlišovat 2 druhy vynuceného kmitání.

1) Vynucené kmitání ze strany motoru, způsobené harmonickou složkou momentu $M_\varkappa$.
2) Vynucené kmitání ze strany dmychadla, způsobené harmonickou složkou momentu $M_{\varkappa d}$ vznikající na tříkřídlém rotoru dmychadla.

6.41 Přehled základních vztahů potřebných k výpočtu vynuceného kmitání dvouhmoté soustavy s pružnou spojkou:

Pro výpočet tohoto namáhání předpokládejme, že soustrojí rotuje úhlovou rychlostí ω a že na hmotný kotouč Θ_1 působí kroutící moment, skládající se ze střední složky M_o, ne kterou se superponuje harmonická složka $M_\varkappa$ řádu $\varkappa$, t.j.

s frekvencí $\varkappa .n$ (opakuje se sinusově $\varkappa$- kráte za otáčku) a amplitudou $M_{o\varkappa}$.

$$M_{\varkappa} = M_{o\varkappa}.\sin \varkappa\omega t \qquad (1)$$

Spojka je jednak namáhána středním kroutícím momentem M_o, jednak je působením harmonické složky $M_{\varkappa}$ rozkmitávána a do spojky se tak vnáší přídavný moment M_A. Je tedy celkový kroutící moment přenášený spojkou.

$$M_s = M_o + M_A \qquad (2)$$

Torzní kmitání soustavy vypočteme z pohybových rovnic:

$$\Theta_1 \ddot{\varphi}_1 + k\dot{\varphi} + c\varphi = M_{o\varkappa}.\sin \varkappa\omega t \qquad (3)$$

$$\Theta_2 \ddot{\varphi}_2 - k\dot{\varphi} - c\varphi = 0$$

kde $\dot{\varphi} = \dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2$

$$\varphi = \varphi_1 - \varphi_2$$

φ_1/rad/ - úhlová výchylka hmoty Θ_1

φ_2/rad/ - úhlová výchylka hmoty Θ_2

Násobením první rovnice Θ_2, druhé rovnice Θ_1, odečtením druhé rovnice od první a po úpravě dostaneme:

$$\frac{\Theta_1\Theta_2}{\Theta_2+\Theta_1} \cdot \left(\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2\right) + k\dot{\varphi} + c\varphi =$$

$$= \frac{M_{o\varkappa}}{1+\frac{\Theta_1}{\Theta_2}} \sin \varkappa\omega t$$

zavedením $\frac{\Theta_1}{\Theta_2} = \mu$; $\frac{\Theta_1 \Theta_2}{\Theta_1 + \Theta_2} = \frac{\Theta_1}{1+\mu} = \Theta$ red

obdržíme vztah:

$$\Theta_{red}\, \ddot{\varphi} + k\dot{\varphi} + c\varphi = \frac{M_{o\varkappa}}{1+\mu} \sin \varkappa \omega t \qquad (4)$$

V řešení této diferenciální rovnice se omezíme jen na zjištění vynucených kmitů,neboť vlastní kmitání dané obecným integrálem rovnice (4) rychle zaniká vlivem tlumení.Vynucené kmitání je pak dáno partikulárním integrálem této rovnice.

$$\varphi = A.\sin (\varkappa \omega t - \psi) \qquad (5)$$

V tomto vztahu značí integrační konstanty A, amplitudu vynuceného kmitání a ψ jeho fázové posunutí vůči budícímu momentu.Pro tyto konstanty lze odvodit:

$$\frac{A}{A_{st}} = \frac{1}{1+\mu} \cdot \frac{1}{\sqrt{(1-\eta^2)^2 + (2\gamma\eta)^2}} \qquad (6)$$

$$\operatorname{tg} \psi = \frac{2\gamma\eta}{1-\eta^2} \qquad (7)$$

Ve vztazích (6),(7) byly zavedeny tyto bezrozměrné součinitele:

$\eta = \frac{\varkappa \cdot \omega}{\Omega} = \frac{\varkappa \cdot n}{N}$ - stupeň rozladění,daný poměrem frekvence vynuceného kmitání k frekvenci vlastního kmitání soustavy N.

$\gamma = \frac{k}{k_{kr}} = \frac{k}{2\Theta_{red} \cdot \Omega}$ - poměrný útlum daný poměrem skutečného útlumu ke kritickému.

$\frac{A}{A_{st}}$ - poměrné nakroucení spojky,dané poměrem skutečné torzní amplitudy ke statickému nakroucení momentem M_o ,daného vztahem:

$$A_{st} = \frac{M_{o\varkappa}}{c} = \frac{M_{o\varkappa}}{\Theta_{red} \cdot \Omega^2} \tag{8}$$

Namáhání spojky způsobené vnějším (budícím)momentem $M_{\varkappa}$ se skládá z namáhání elastickým kroutícím momentem M_{el} a z namáhání tlumícím momentem M_T,který je vůči elastickému momentu fázově posunut o 90° .Amlitudy těchto momentů jsou:

$$M_{el} = c\,A \qquad M_T = k(\varkappa \cdot \omega)A \tag{9}$$

Výsledný moment namáhající spojky je

$$M_A = \sqrt{M_{el}^2 + M_T^2} = M_{o\varkappa} \cdot \frac{1}{1+\mu} \cdot \xi \tag{10}$$

Ve vztahu (10) značí $M_{o\varkappa} \cdot \frac{1}{1+\mu}$ moment přenášený do tuhé spojky ($\Omega \rightarrow \infty$; $\eta = 0$) potřebný pro urychlení kotouče Θ_2.Velikost momentu přenášeného do pružné spojky je charakterizován nakmitávacím součinitelem

$$\xi = \sqrt{\frac{1 + (2\gamma\eta)^2}{(1-\eta^2)^2 + (2\gamma\eta)^2}} \tag{11}$$

V rezonanci (pro $\eta = 1$),t.j.při kritických otáčkách nabývá součinitel ξ maximálních hodnot:

$$\xi_{max} = \sqrt{1 + \left(\frac{1}{2\gamma}\right)^2} \tag{12}$$

Protože poměrný útlum spojek γ má zřídka větší hodnotu než 0,1,lze přibližně položit

$$\xi_{max} \doteq \frac{1}{2\gamma}$$

Pružná spojka je výhodnější než tuhá spojka jen tehdy, je-li nakmitávací součinitel $\xi < 1$. Toho se dosáhne dostatečnou pružností spojky.

6.42 Vynucené kmitání ze strany motoru

Údaje motoru potřebné k výpočtu:
Jedná se o dvoudobý naftový osmiválec do V s úhlem rozevření 90°, úhel pootočení klik 180°, vrtání x zdvih = 130 x 130, střední indikovaný tlak $p_i = 5{,}5\ kp/cm^2$.

Budící moment, způsobující vynucené kmitání soustavy dostaneme ze vztahu:

$$M_B = M_{\varkappa=4} = z \cdot p_\varkappa \cdot F \cdot r$$

kde z - počet válců; $z = 8$
$\varkappa$ - řád hlavní harmonické složky; $\varkappa = 4$
$p_\varkappa$ - výsledný měrný tlak harmonické složky řádu $\varkappa$ (z grafu VÚNM je pro $p_i = 5{,}5\ kp/cm^2$ $p_\varkappa = 2{,}4$)
F - plocha pístu
r - poloměr kliky

$$M_B = 8 . 2{,}4 . 133 . 6{,}5 = 16600\ kpcm$$

a) Dynamický moment vnášený do spojky v provozní oblasti.
Hodnoty pro výpočet:
$n_{provoz} \doteq 75\%$ $n_{max} = 1400$ ot/min

kritické otáčky $n_{kr} = n_{res} = \frac{N}{\varkappa} = \frac{1310}{4} = \underline{325\ ot/min}$

nakmitávací součinitel:

$$\xi \doteq \frac{1}{1-\left(\frac{n}{n_{res}}\right)^2} = \frac{1}{1-\left(\frac{1400}{325}\right)^2} = 0{,}057$$

Dynamický moment vnášený do spojky:

$$M_A = \pm M_{\varkappa} \frac{\Theta_2}{\Theta_1+\Theta_2} \cdot \xi = \pm 16600 \frac{2,94}{65+2,94} \cdot 0,057 = $$
$$= \pm 42 \text{ kpcm}$$

b) Dynamický moment vnášený do spojky při resonanci:
Nakmitávací součinitel nabývá při resonanci této hodnoty:

$$\xi_{res} \doteq \frac{1}{2\gamma} = \frac{1}{2.0,05} = 10$$

Pro použitou pryž je poměrný útlum $\gamma \doteq 0,05$

$$M_{A_r} = \pm M_{\varkappa} \frac{\Theta_2}{\Theta_1+\Theta_2} \cdot \xi_{res} = \pm 16600 \frac{2,94}{65+2,94} .10=$$
$$= 7200 \text{ kpcm}$$

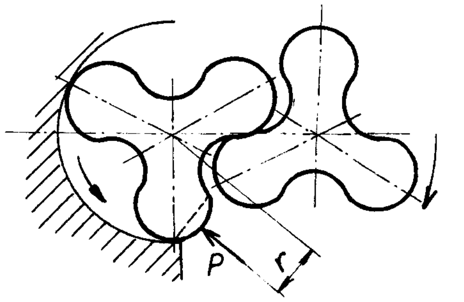
Protože kritické otáčky leží hluboko pod provozními otáčkami, jsou rychle překročeny a tudíž jimi není životnost spojky ohrožena.

6.43 Vynucené kmitání ze strany dmychadla

Rotory dmychadla jsou tříkřídlové a tudíž budící moment hlavní harmonické složky bude řádu $\varkappa = 3$.
Kritické otáčky pro toto kmitání:

$$n_{kr} = \frac{N}{\varkappa} = \frac{1310}{3} = 435 \text{ 1/min}$$

Budící moment bude dosahovat maximální hodnoty při této poloze rotorů:

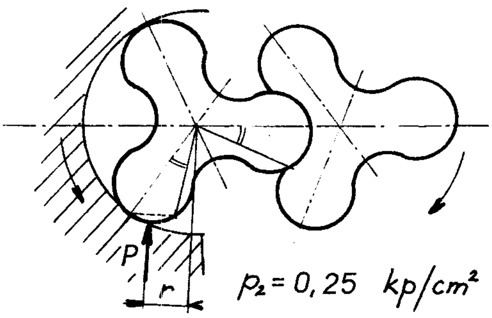


$M_{max} = P \cdot r = F \cdot p_2 \cdot r = 7{,}2.38.0{,}25.6{,}3 = 430$ kpcm

kde F - plocha, na kterou působí přetlak p_2

r - rameno, na němž působí výsledná síla

Minimální hodnoty bude nabývat při této poloze rotorů:



$M_{min} = P \cdot r = F \cdot p_2 \cdot r = 3.38.0{,}25.4{,}5 = 128$ kpcm

Amplituda budícího momentu bude:

$$M_B = \frac{430-128}{2} \doteq 100 \text{ kpcm}$$

Ve skutečnosti jsou vstupní i výstupní průřezy u dmychadla šikmé, bude proto tento budící moment menší. Pro nesnadné zjištění tohoto momentu budu však počítat s výše uvedeným.

a) Dynamický moment vnášený do spojky v provozní oblasti; spočítaný M_B musíme redukovat na klikový hřídel, tedy

$$M_B = M_{\varkappa d} = 100.1{,}74 = 174 \text{ kpcm}$$

Nakmitávací součinitel:

$$\xi = \frac{1}{1-\left(\frac{n}{n_{res}}\right)^2} = \frac{1}{1-\left(\frac{1400}{435}\right)^2} = 0{,}109$$

Dynamický moment vnášený do spojky:

$$M_a = \pm M_{\varkappa d} \cdot \frac{\Theta_1}{\Theta_2 + \Theta_1} \cdot \xi = 174 \frac{65}{65+2,94} \cdot 0,109 = 18 \text{ kpcm}$$

b) Dynamický moment vnášený do spojky při resonanci:

$$M_{a_r} = \pm M_{\varkappa d} \cdot \frac{\Theta_1}{\Theta_2 + \Theta_1} \cdot \xi_{res} = 174 \frac{65}{65+2,94} \cdot 10 =$$

$$= 1680 \text{ kpcm}$$

6.50 Namáhání spojky

a) Provozní oblast

Jak už bylo dříve uvedeno je spojka namáhána jednak jmenovitým kroutícím momentem M_o, jednak dynamickým momentem M_{AC}, vznikajícího kmitáním,

kde $M_o = 71620 \frac{N}{n} = 71620 \frac{30}{3135} = 690$ kpcm

M_{AC} bude v nejnepříznivějším případě dán algebraickým součtem momentů M_A (moment vnášený do spojky budícím momentem motoru) a M_a (moment vnášený do spojky budícím momentem rotoru dmychadla), tedy

$$M_{AC} = \frac{M_A + M_a}{p} = \frac{42+18}{1,740} = 35 \text{ kp/cm}^2$$

Smykové namáhání pryžové části (vnější ø D = = 160 a vnitřní ø d = 60 mm) spojky od jmenovitého momentu M_o:

$$\tau_o = \frac{12\, M_o}{\pi (D^3 - d^3)} = \frac{12 . 690}{\pi (16^3 - 6^3)} = 0,685 \text{ kp/cm}^2$$

Smykové namáhání pryže spojky od dynamického momentu M_{AC}:

$$\tau_A = \pm \frac{12 \cdot 35}{\pi(16^3 - 6^3)} = 0{,}035 \text{ kp/cm}^2$$

b) Namáhání spojky při resonanci.
Maximální namáhání spojky je při přejíždění kritických otáček 325 ot/min ,kdy je do spojky vnášen dynamický moment M_{Ar} = 7200 kpcm. Toto je moment redukovaný na klikový hřídel; moment působící v ose dmychadla:

$$M_{Ar} = \frac{7200}{1{,}740} = 4150 \text{ kpcm}$$

Smykové namáhání spojky při tomto režimu:

$$\tau_{kr} = \pm \frac{12\ M_k}{\pi(d_2^3 - d_1^3)} = \frac{12.4150}{\pi(16^3 - 6^3)} = 4{,}1 \text{ kp/cm}^2$$

Dovolené namáhání v krutu pro danou pryž je 5 - 8 kp/cm^2,není tedy překročeno ani za resonance.

7.00 ZHODNOCENÍ PRÁCE

Chatakteristiky a návrh dmychadla.
Instalace dmychadla a měření charakteristik zaujímalo podstatnou část časového termínu diplomové práce. Jak už bylo uvedeno v úvodu, charakteristiky byly měřeny na dmychadle pro motor Škoda D 160 vyráběném v ČKD Hořovice. Měření mělo sloužit:

1) k získání poznatků o Rootsově dmychadle
2) k zjištění, zda tohoto dmychadla by nebylo možno použít k motoru, jehož parametry byly zadány, popřípadě k získání podkladů pro návrh nového dmychadla.

Naměřené charakteristiky ukázaly, že použití tohoto dmychadla není možné, protože nasává menší množství vzduchu než je potřeba pro daný motor. Dalo by se ho použít jedině při vysokých otáčkách (asi 5000 otáček/min) a to vzhledem k obvodovým rychlostem není možné.

Musel být proto proveden návrh nového (většího) dmychadla. Správný návrh dmychadla je závislý na volbě jeho účinnosti. Největší vliv na parametry dmychadla má, jak je patrno z literatury a jak se ukázalo při vlastním měření, objemová účinnost, která je závislá na ztrátách netěsností v dmychadle. Problematika Rootsova dmychadla není v literatuře dostatečně rozvedena a proto byla zavedena definice objemové účinnosti dle charakteru tématu. Pro navrhované dmychadlo bylo vycházeno z objemové účinnosti porovnávacího dmychadla, jen byla volena o málo nižší vzhledem k větším rozměrům.

Náhon dmychadla.

Při volbě náhonu dmychadla jsem se rozhodoval mezi pohonem klínovými řemeny a ozubenými koly, jak je uvedeno v kapitole 4.Pohon ozubenými koly jsem považoval pro daný případ za výhodnější, ovšem tím úplně nazavrhuji pohon řemeny.Ten je pro malé výkony pro svou jednoduchost velmi výhodný.Při použití více řemenů,které by byly potřeba jak vyplývá z výpočtu,mohla by velká setrvačná hmota řemenice mít vliv na vlastní kmitání klikového hřídele,což by mohlo způsobit výskyt resonančních kmitů v provozní oblasti.Pak by mezi klikovým hřídelem a touto řemenicí musel být použit pružný člen.Tímto směrem by se však daný problém dal také řešit.

Navrženými ozubenými koly byl potřebný převodový poměr mezi motorem a dmychadlem 1,735 zvětšen na 1,740,což činí zvýšení otáček dmychadla z požadovaných 3120 ot/min na 3135 ot/min. Tato hodnota je v přípustných mezích.

Kontrola spojovacího hřídele mezi náhonem a dmychadlem není ve zprávě uvedena,protože namáhání jak od jmenovitého tak od kmitavého momentu jsou velmi malá.

Nerovnoměrnost chodu.

V souvislosti s měřením charakteristik měla být podle zadání diplomové práce měřena nerovnoměrnost chodu dmychadla.Protože byl k disposici jen snímač s příliš malou citlivostí, bylo od tohoto měření po dohodě s vedoucím diplomové práce upuštěno a nerovnoměrnost chodu byla zjišťována početně.I v případě,kdyby toto měření bylo prováděno,byla by tak zjištěna pouze nerovnoměrnost chodu vlastního dmy-

chadla a torzní kmitání soustavy motor-dmychadlo muselo by být stejně provedeno početně.

Výpočet budícího momentu vznikajícího na hnacím rotoru dmychadla od přetlaku p_2 byl proveden graficky. Ve zprávě jsou uvedeny jen schematické obrázky a výsledné hodnoty plochy F a ramena r. Z výpočtu vyplynulo, že tento moment je vzhledem k budícímu momentu motoru malý a uvažujeme-li ještě, že ve skutečnosti jsou vstupní a výstupní otvory dmychadla šikmé, bylo by možno tento dynamický moment zanedbat.

Hlavním problémem náhonu dmychadla bylo navrhnout pružnou spojku tak, aby se v provozní oblasti nevyskytly resonanční otáčky a přitom namáhání spojky bylo v dovolených mezích. Při použití navržené spojky se resonanční kmity způsobené hlavní harmonickou složkou budícího momentu motoru $\varkappa = 4$ v provozní oblasti nebudou vyskytovat ($n_{res} = 325$ ot/min), takže v náhonu budou při provozních otáčkách jen slabé resonance harmonických složek vedlejších řádů, které nebudou mít vliv na životnost spojky.

Dynamické namáhání pryžové části spojky bude malé ($\tau_A = 0{,}035$ kp/cm^2). Pro srovnání je smykové namáhání spojky od jmenovitého kroutícího momentu $\tau_o = 0{,}685$ kp/cm^2. Dovolené namáhání pryže není překročeno ani při resonančních otáčkách, kdy $\tau_{kr} = 4{,}1$ kp/cm^2.

Početní metoda pro výpočet torzních kmitů soustavy motor-spojka-dmychadlo je sice poměrně přesná, ovšem pro ověření výsledků by bylo

potřeba provést měření na motoru s dmychadlem. Pak závěry takto vytvořené budou mít širší podklad.

Na závěr bych chtěl poděkovat všem,kteří mi při mé diplomové práci s ochotou pomáhali,především panu Ing.L.Bartoníčkovi a panu Ing.Oktavcovi.

Bašek

8.00 SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

Prof.Ing.J.Košťál a Ing.B.Suk:
Pístové spalovací motory

Ing.R.Vykoukal:
Dvoudobé motory vozidlové

Ing.M.Zapletal:
Přeplňování naftových motorů

Ing.V.Chlumský:
Rotační kompresory a vývěvy

Ing.Oktavec a Ing.Trnka:
Pružné spojky pístových strojů
(Strojírenství 1954,sv.4,č.7)

T A B U L K A						list 1
otáčky :			600 [ot/min]			
p_2	p_1	Q_1	$Q_{1_{id}}$	M_k	N	η_v
mm H_2O	mm H_2O	m^3/min	m^3/min	kpm	k	
500	5	3,08	4,75	0,6	0,55	0,65
1000	4	2,59	4,75	1,4	1,18	0,55
1500	3	2,11	4,75	1,9	1,59	0,44
2000	3	1,62	4,75	2,5	2,16	0,34
2500	2	1,13	4,75	3,4	2,85	0,24
3000	1	0,97	4,75	3,7	3,12	0,20
4000	0	0,41	4,75	4,9	4,10	0,086
			800 [ot/min]			
500	7	4,54	6,34	0,8	0,89	0,71
1000	7	4,05	6,34	1,4	1,56	0,63
1500	7	3,40	6,34	2,0	2,23	0,54
2000	6	2,92	6,34	2,6	2,90	0,46
3000	5	2,18	6,34	3,8	4,25	0,34
4000	3	1,46	6,34	4,9	5,45	0,23

TABULKA						list 2
otáčky :			1000 [ot/min]			
p_2	p_1	Q_1	$Q_{1\ id}$	M_k	N	η_v
mm H_2O	mm H_2O	m^3/min	m^3/min	kpm	k	
500	12	6,00	7,93	0,7	0,98	0,75
1000	10	5,51	7,93	1,4	1,95	0,68
1500	9	4,86	7,93			0,61
2000	8	4,37	7,93	2,6	3,63	0,55
3000	6	3,56	7,93	3,9	5,45	0,45
4000	5	3,08	7,93	5,0	7,00	0,38
			1200 [ot/min]			
500	20	7,35	9,52	1,0	1,68	0,77
1000	18	6,96	9,52	1,5	2,50	0,73
1500	16	6,15	9,52	2,2	3,78	0,65
2000	15	5,84	9,52	2,7	4,52	0,61
3000	13	5,02	9,52	4,1	6,87	0,52
4000	8	4,37	9,52	5,0	8,40	0,46

T A B U L K A list 3

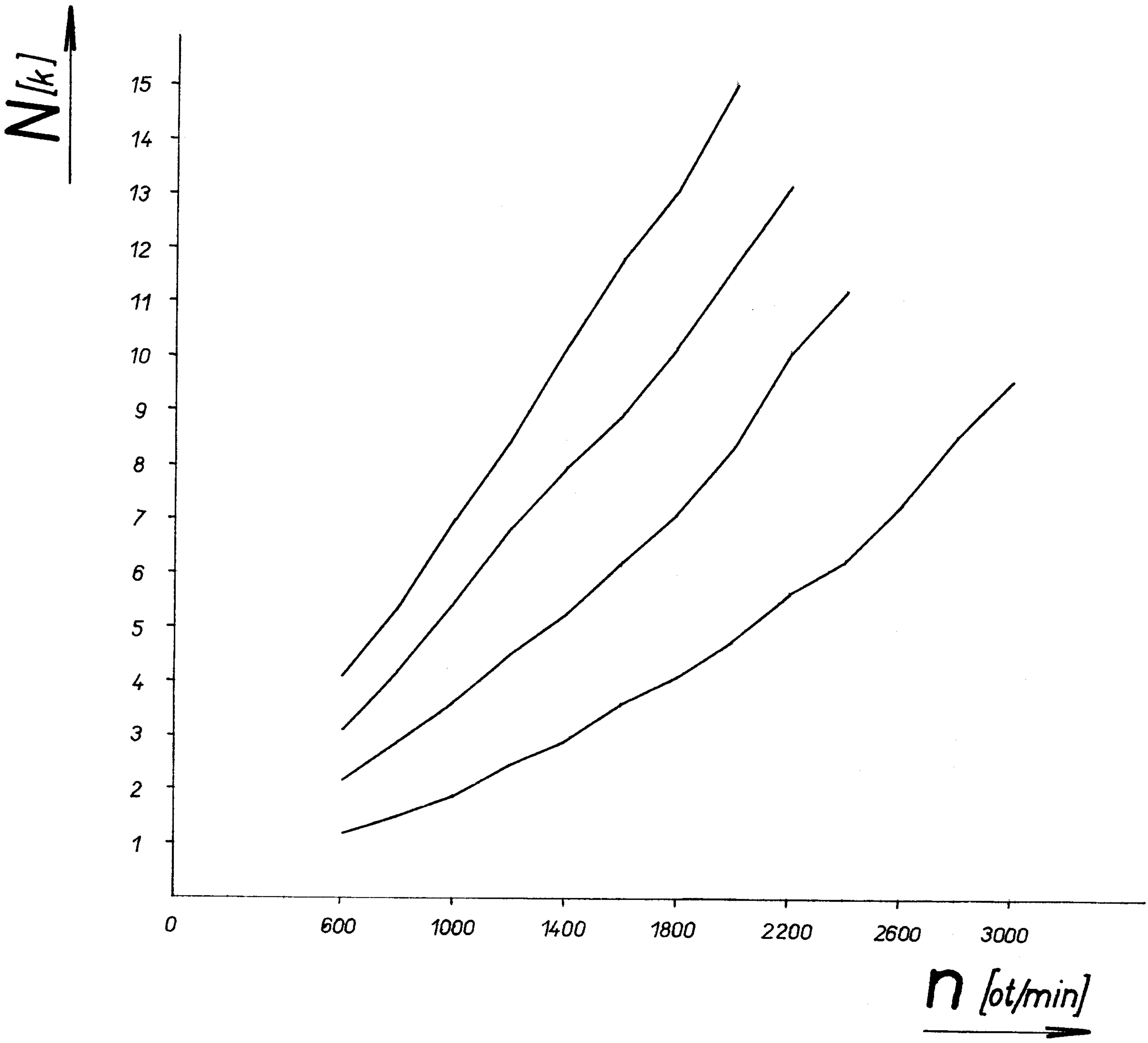
otáčky: 1400 [ot/min]

p_2	p_1	Q_1	$Q_{1\ id}$	M_k	N	η_v
mm H_2O	mm H_2O	m^3/min	m^3/min	kpm	k	
500	22	8,75	11,10	0,9	1,75	0,79
1000	19	8,19	11,10	1,5	2,93	0,74
1500	17	7,70	11,10			0,69
2000	15	7.12	11,10	2,7	5,28	0,64
3000	14	6,40	11,10	4,1	8,05	0,57
4000	11	5,68	11,10	5,2	10,20	0,52
1600 [ot/min]						
500	25	10,05	12,69	1,2	2,68	0,80
1000	20	9,40	12,69	1,8	4,13	0,75
1500	18	8,92	12,69	2,5	5,70	0,71
2000	17	8,50	12,69	2,8	6,20	0,67
3000	15	7,78	12,69	4,0	8,95	0,61
4000	14	7,20	12,69	5,3	11,80	0,57

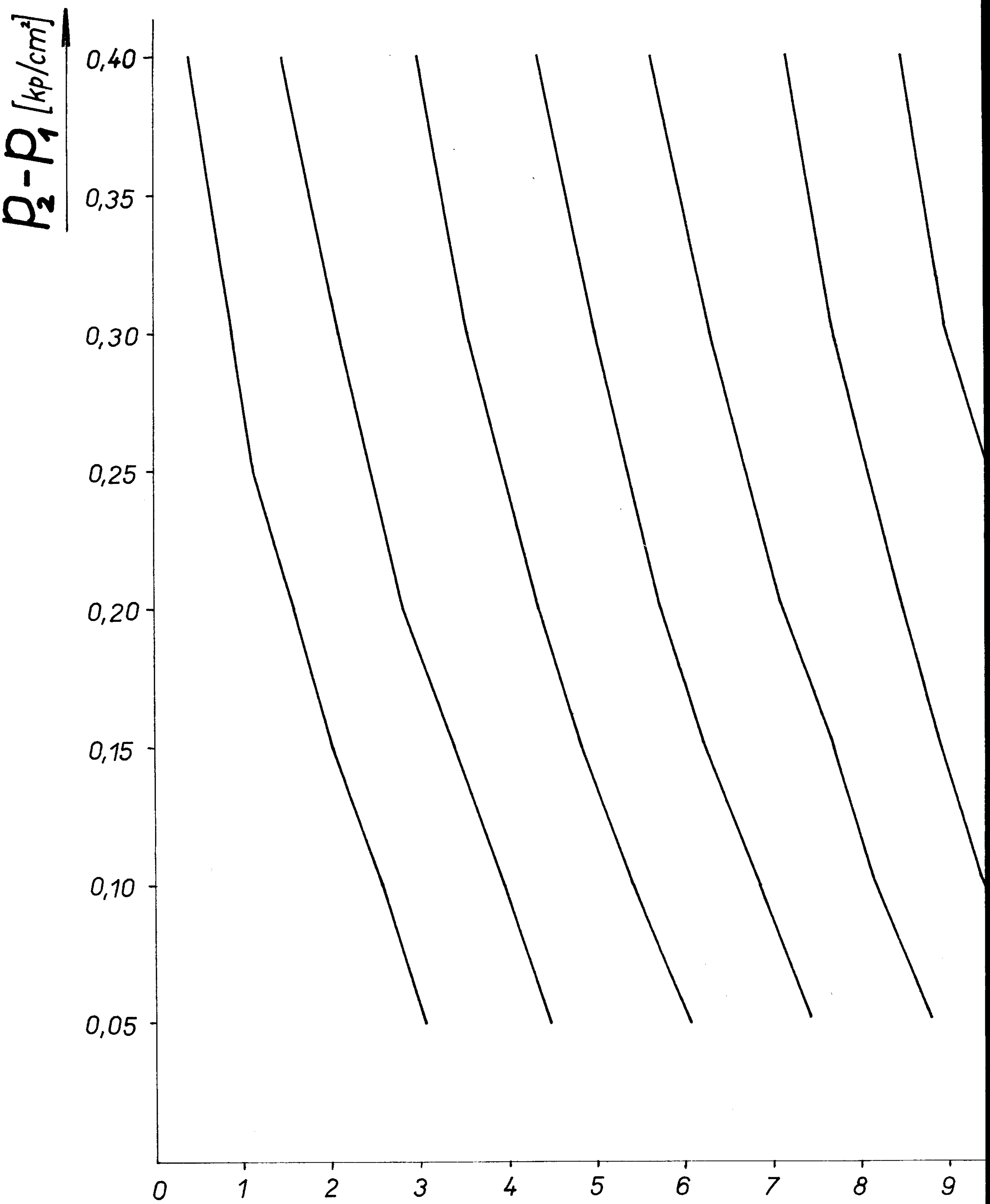
T A B U L K A						list 4
otáčky:			1800 [ot/min]			
p_2	p_1	Q_1	Q_{1id}	M_k	N	η_v
mm H_2O	mm H_2O	m^3/min	m^3/min	kpm	k	
500	32	11,50	14,27	1,3	3,27	0,81
1000	27	10,85	14,27	1,6	4,05	0,765
1500	25	10,45	14,27	2,6	6,15	0,735
2000	25	10,00	14,27	2,8	7,10	0,70
3000	20	9,00	14,27	4,0	10,20	0,63
4000	17	8,58	14,27	5,2	13,10	0,60
			2000 [ot/min]			
500	47	12,90	15,85	1,3	3,63	0,815
1000	46	12,23	15,85	1,7	4,75	0,774
1500	43	11,80	15,85	2,6	7,25	0,745
2000	41,5	11,40	15,85	3,0	8,36	0,720
3000	35	10,68	15,85	4,2	11,70	0,675
4000	25	9,88	15,85	5,4	15,10	0,624

TABULKA						list 5
otáčky:			2200 [ot/min]			
p_2	p_1	Q_1	$Q_{1_{id}}$	M_k	N	η_v
mm H_2O	mm H_2O	$m^3/_{min}$	$m^3/_{min}$	kpm	k	
500	59	14,25	17,41	1,4	4,30	0,818
1000	56	13,60	17,41	1,8	5,70	0,782
1500	52	13,12	17,41	2,6	8,00	0,754
2000	50	12,64	17,41	3,3	10,12	0,728
2500	47	12,15	17,41	3,9	12,00	0,700
3000	41	12,00	17,41	4,3	13,20	0,688
			2400 [ot/min]			
500	76	15,65	19,00	1,4	4,85	0,824
1000	70	15,00	19,00	1,8	6,86	0,790
1500	63	14,42	19,00	2,7	9,05	0,760
2000	58	14,00	19,00	3,4	11,38	0,738
2500	57	13,70	19,00	4,05	13,58	0,722

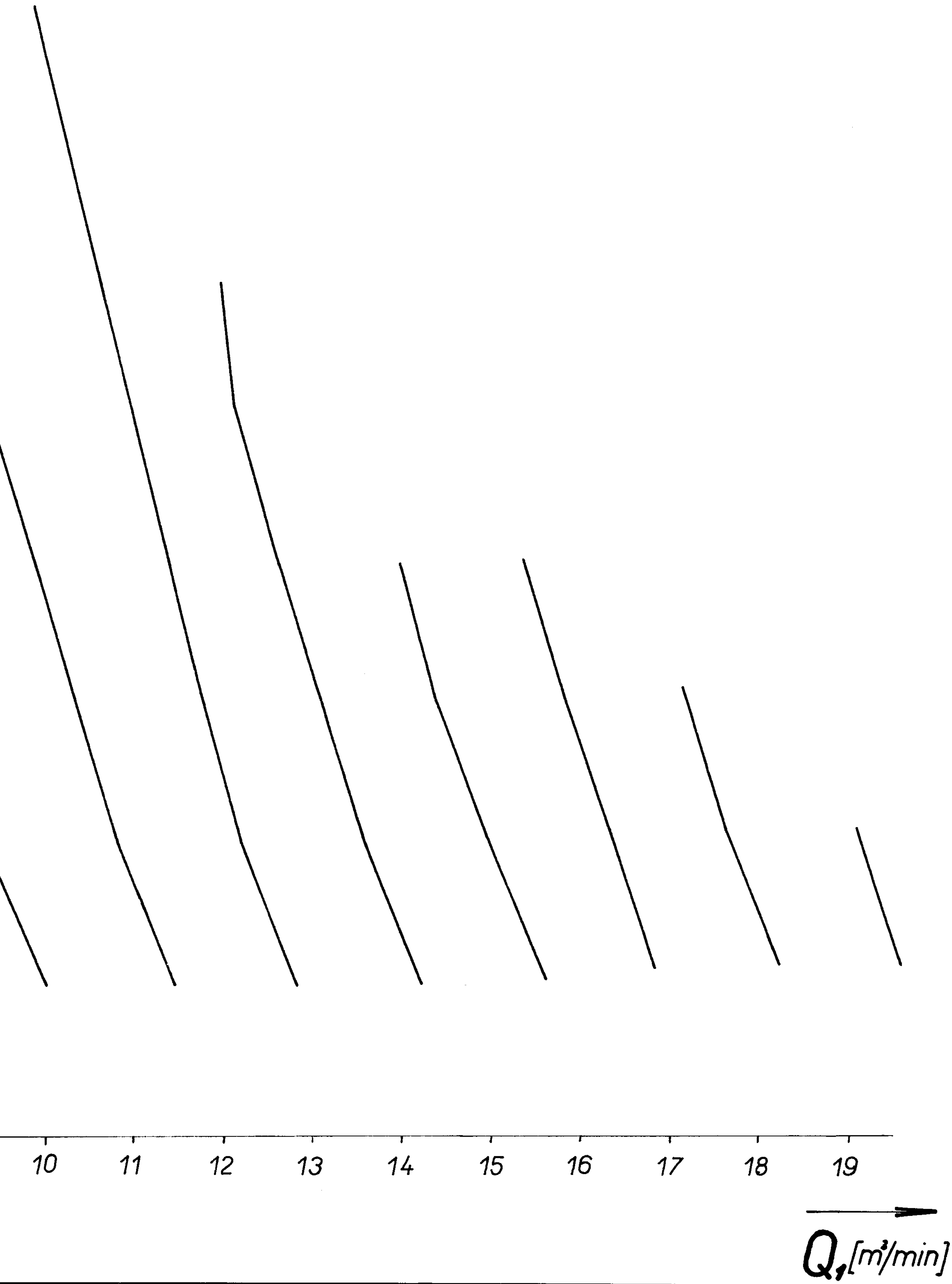
TABULKA						list 6
otáčky:			2600 [ot/min]			
p_2	p_1	Q_1	Q_{1id}	M_k	N	η_v
mm H_2O	mm H_2O	m^3/min	m^3/min	kpm	k	
500	100	16,85	20,60	1,40	5,26	0,819
1000	92	16,35	20,60	2,00	7,27	0,795
1500	81	15,90	20,60	2,50	9,25	0,772
2000	75	15,38	20,60	3,05	11,10	0,747
			2800 [ot/min]			
500	120	18,25	22,19	1,7	6,65	0,825
1000	120	17,65	22,19	2,2	8,60	0,797
1500	115	17,16	22,19	2,8	11,15	0,774
			3000 [ot/min]			
500	120	19,60	23,80	1,8	7,55	0,825
1000	115	19,12	23,80	2,3	9,65	0,807



N [k]
15
14
13
12
11
10
9
8
7
6
5
4
3
2
1
0
600
1000
1400
1800
2200
2600
3000
n [ot/min]



$p_2 - p_1$ [kp/cm²]
0,40
0,35
0,30
0,25
0,20
0,15
0,10
0,05
0
1
2
3
4
5
6
7
8
9



10
11
12
13
14
15
16
17
18
19
Q1 [m³/min]

k u s o v n í k **List 1.**

Počet kusů	Název	Rozměr hr.	Mater. konečný	Mater. výchozí	Třída odpad.	Č. váha	Hr. váha	Číslo výkresu	Pos.
1	Těleso dmychadla	odlitek	42 4331.70						1
2	Mezistěna	odlitek	42 4331.70						2
1	Víko přední	odlitek	42 4331.70						3
1	Víko zadní	odlitek	42 4331.70						4
1	Rotor hnaný Ø 230	odlitek	42 4331.70						5
1	Rotor hnací Ø 230	odlitek	42 4331.70					DP-VS-11/69-01 11	6
1	Hřídel hnaný	ČSN 42 5510	11 600.0						7
1	Hřídel hnací	ČSN 42 5510	11 600.0					DP-VS-11/69-01 11	8
1	Hnané kolo Ø 157,4	výkovek	12 020.4	12 020.0					9
1	Hnací kolo Ø 157,4	výkovek	12 020.4	12 020.0					10
1	Unašeč dmychadla Ø 110	ČSN 42 5510	11 600.0						11
4	Pouzdro ložiska Ø 122	ČSN 42 5510	11 600.0						12
4	Distanční kroužek Ø 63	ČSN 42 5510	11 370.0						13
4	Příložka Ø 120	ČSN 42 5510	11 370.0						14
4	Distanční kroužek Ø 60	ČSN 42 5510	11 370.0						15
1	Rozstřikovací kroužek Ø 150	ČSN 42 0118	10 373.0						16
1	Příložka Ø 60	ČSN 42 5510	11 370.0						17
1	Distanční kroužek Ø 60	ČSN 42 5510	11 373.0						18
4	Ložisko 6208	ČSN 02 4636							19

Poznámky

Celková čistá váha kg

K. Baťa

Dne 10.VII.69

Č. transp.

Změny

Typ | Skupina

Starý výkres | Nový výkres

Název

ROOTSOVO DMYCHADLO

DP-VS-11/69-01 10

Počet listů

List:

Kusovník

List 2.

Počet kusů	Název	Rozměr hr.	Mater. komodity	Mater. výchozí	Třída zprac.	Č. výkr.	Hr. váha	Číslo výkresu	Pos.
12	Šroub M 8 x 85	ČSN 02 1101							20
12	Podložka 8,2	ČSN 02 1740							21
12	Šroub M 8 x 70	ČSN 02 1101							22
12	Podložka 8,2	ČSN 02 1740							23
24	Šroub M 8x 30	ČSN 02 1101							24
24	Podložka 8,2	ČSN 02 1740							25
24	Šroub M 6x22	ČSN 02 1101							26
24	Podložka 6,1	ČSN 02 1740							27
2	Matice KM 7	ČSN 02 3630							28
2	Podložka MB 7	ČSN 02 3640							29
4	Šroub M 14x20	ČSN 02 1101							30
1	Šroub M 14x30	ČSN 02 1101							31
1	Podložka 14,2	ČSN 02 1740							32
2	Šroub M 12	ČSN 02 1369							33
1	Pero 10x8x75	ČSN 02 2562							34
1	Pero 10x8x25	ČSN 02 2562							35
8	Pístní kroužek 63x2,5	ČSN 02 7011							36
1	Těsnící kroužek 80x62x13								37
1	Kroužek 40	ČSN 02 2930							38

Poznámky

Měřítko

K. Bašek

Č. sestavy

Č. tracer

Dne 10.VII.69

Skupina

Starý výkres

Nový výkres

Název

ROOTSOVO DMYCHADLO

DP-VS-11/69-01 10

Počet listů

List:

List 1.

Kusovník

Počet kusů	Název	Rozměr	Mater. konečný	Mater. výchozí	Třída odpadu	Č. váha	Hr. váha	Čísla výkresů	Pos.
1	Blok motoru								1
1	Dmychadlo							DP-VS-11/69-01 10	2
1	Klikový hřídel								3
1	Setrvačník								4
1	Ozubený věnec Ø 182,1	výkovek	12 020.4	12 020.0					5
1	Mezikolo Ø 160,6	výkovek	12 020.4	12 020.0					6
1	Mezikolo Ø 158	výkovek	12 020.4	12 020.0					7
1	Hnací kolo Ø 104,4	výkovek	12 020.4	12 020.0					8
1	Spojovací hřídel Ø 35	ČSN 42 5510	11 600.0						9
2	Čep Ø 35	ČSN 42 5510	11 600.0						10
1	Kotouč spojky Ø 160	ČSN 62 2225	Pryž-tvrdost 50°Sh						11
1	Příruba Ø 60	ČSN 42 5510	11 600.0						12
1	Víko	odlitek	42 2418						13
1	Vana								14
1	Těsnící kroužek Ø 160	odlitek	42 2418						15
1	Odstřikovací kroužek	ČSN 42 0118	10 370.0						16
2	Distanční kroužek Ø 35	ČSN 42 5715	11 350.0						17
1	Distanční kroužek Ø 35	ČSN 42 5715	11 350.0						18
1	Distanční kroužek Ø 35	ČSN 42 5715	11 350.0						19

Celková čistá váha kg

Poznámky

Měřítko

Kreslil: K. Baťek

Dne 10.VII.69

Čís. mimku

Č. transp.

Změny | Datum | Podpis | Index změny

Starý výkres

Skupina

Název: NÁHON DMYCHADLA

DP-VS-11/69 – 01 00

Počet listů

List:

List 2.

				20
				21
	[illegible]	ČSN 42 5715	11 350.0	22
1	Distanční kroužek Ø 35	ČSN 02 2931		23
1	Kroužek Ø 240	ČSN 02 2931		24
1	Kroužek Ø 80	ČSN 02 2931		25
4	Kroužek Ø 72	ČSN 02 2930		26
3	Kroužek Ø 35	ČSN 02 1701		27
1	Podložka 21			28
	Ložisko klik. hřídele			2[illegible]
1	Ložisko 6208	ČSN 02 4636		
4	Ložisko 7207	ČSN 02 4644		
1	Ložisko 6207	ČSN 02 4636		
1	Těsnící kroužekØ 80x48x13			
12	Šroub M 10x20	ČSN 02 1101		
12	Podložka 10,2	ČSN 02 1740		

K u s o v n í k

Počet kusů	Název	Rozměr hr.	Mater. konečný	Mater. výchozí	Třída odpad.	Č. váha	Hr. váha	Čís. výkresu	Pos.
1	Distanční kroužek Ø 35	ČSN 42 5715	11 350.0						20
1	Kroužek Ø 240	ČSN 02 2931							21
1	Kroužek Ø 80	ČSN 02 2931							22
4	Kroužek Ø 72	ČSN 02 2931							23
3	Kroužek Ø 35	ČSN 02 2930							24
1	Podložka 21	ČSN 02 1701							25
	Ložisko klik. hřídele								26
1	Ložisko 6208	ČSN 02 4636							27
4	Ložisko 7207	ČSN 02 4644							28
1	Ložisko 6207	ČSN 02 4636							29
1	Těsnící kroužekØ 80x48x13								30
12	Šroub M 10x20	ČSN 02 1101							31
12	Podložka 10,2	ČSN 02 1740							32
26	Šroub M 8x90	ČSN 02 1101							33
26	Podložka 8,2	ČSN 02 1740							34
12	Šroub M 6x15	ČSN 02 1101							35
12	Podložka 6,1	ČSN 02 1740							36
6	Matice M 18	ČSN 02 1401							37
6	Podložka Ø 18	ČSN 42 0118	10 370						38

Poznámky

Celková čistá váha kg

Kreslil: K. Bašch

Dne: 10.VII.69

Typ | Skupina

Název: NÁHON DMYCHADLA

Starý výkres | Nový výkres

DP-VS-11/69-01 00

Počet listů | List:

K u s o v n í k

Počet kusů	Název	Rozměr hr.	Mater. konečný	Mater. výchozí	Třída odpadu	Č. váha	Hr. váha	Číslo výkresu	Pos.
	Matice M 20	ČSN 02 1411							39
	Závlačka 4x40	ČSN 02 1781							40
	Spojovací šroub M 20	ČSN 42 5510	11 600.0						41
1	Matice KM 6	ČSN 02 3630							42
1	Podložka MB 8	ČSN 02 3640							43
1	Klín 10x8x45	ČSN 02 2512							44
2	Kolík 14x40	ČSN 02 2150							45
	Těsnění		Lepenka 1mm						46
2	Příložka spojky Ø 160	ČSN 42 5510	11 600.0						47

Poznámky

Celková čistá váha kg

K. Bašek

Čís. snímku

10.VII.69

Změny | Datum | Podpis | Index změny

Starý výkres | Nový výkres

NÁHON DMYCHADLA

DP-VS-11/69-01 00

Počet listů

List: