

Vysoká škola strojní a textilní v Liberci
nositelka Řádu práce
Fakulta strojní

Katedra strojů průmyslové dopravy

Obor 23 - 20 - 8

Stroje a zařízení pro strojírenskou výrobu

zaměření

stroje a zařízení pro průmyslovou dopravu

SPOJKA VYPÍNATELNÉHO VENTILÁTORU

KSD - 184

Kamil Weigend

Vedoucí práce: Ing. Jaromír Moc, VŠST

Konzultant: Ing. Jiří Čapek, o. p. Liaz Jablonec n. N.

Rozsah práce a příloh:

Počet stran:	45
Počet tabulek:	0
Počet obrázků:	13
Počet výkresů:	21
Počet jiných příloh:	0

10. 5. 1988

Vysoká škola: VŠST Liberec
Katedra: strojů průmyslové výroby

Fakulta: strojní
Semestř. rok: 1986/87

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

pro Kamil Weigend
obor 23-20-8 stroje a zařízení pro strojírenskou výrobu

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

Název tématu: Spojka vypínatelného ventilátoru

Zásady pro vypracování:

1. Rešeršně zpracujte přehled systémů s přetržitým chodem chladicího ventilátoru
2. Proveďte výpočet a konstrukční návrh spojky vypínatelného ventilátoru s uchycením na řemenici vodního čerpadla motoru M 1.2
3. Proveďte ekonomické posouzení navrženého řešení

V 155/88 S

VYSOKÁ ŠKOLA STROJNÍ A TEXTILNÍ
Ústřední knihovna
LIBEREC 1, STUDENTSKÁ 8
PSČ 461 17

Verifikace účinnosti -
výskyt
opětovně

Rozsah grafických prací:

Rozsah průvodní zprávy: cca 30 stran průvodní zprávy a výpočtů
výkresová dokumentace spojky ventilátoru -
Seznam odborné literatury: výkres sestavení, výrobní výkresy dílů

Podkladové materiály pro motor M 1.2

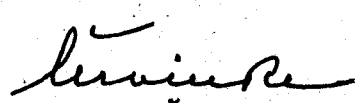
Vedoucí diplomové práce: Ing. Lubomír Moc

Konzultant: Ing. Jiří Čapek o. p. LIAZ Jablonec n. Nis.

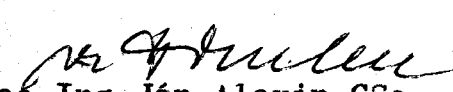
Datum zadání diplomové práce: 1. 12. 1986

Termin odevzdání diplomové práce: 10. 5. 1988

L. S.


Doc. Ing. Oldřich Červinka, CSc.

Vedoucí katedry


Doc. Ing. Ján Alaxin, CSc.

Děkan

V Liberci 1. 12. 86
dne 19.....

MÍSTOPŘÍSEŽNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Liberci dne 10. května 1988


Kamil Weigend

Děkuji vedoucímu diplomové práce ing. Jaromíru Mocovi a konzultantovi ing. Jiřímu Čapkovi za odborné vedení a pomoc při tvorbě této práce.

OBSAH

1. Úvod	10
2. Současný stav	11
3. Přehled používaných systémů	11
3.1 Pohon ventilátoru elektromotorem	11
3.2 Pohon ventilátoru hydromotorem	12
3.3 Pohon ventilátoru přes elektrickou vířivou spojku	12
3.4 Pohon ventilátoru přes hydrodynamickou spojku	13
3.5 Pohon ventilátoru přes kotoučovou třecí spojku	14
3.6 Pohon ventilátoru přes viskozni spojku	15
4. Předběžný návrh viskozni spojky	18
4.1 Varianta I	19
4.2 Varianta II	20
4.3 Varianta III	21
4.4 Výběr vyhovující varianty	21
5. Konečný návrh viskozni spojky	23
5.1 Návrh kotouče viskozni spojky	23
5.1.1 Žebrovaný kotouč	27
5.1.2 Dvojitý kotouč	29
5.1.3 Vyhodnocení použitelnosti kotoučů	31
5.2 Návrh ložisek	31
5.2.1 Návrh ložisek viskozni spojky	34
5.2.2 Návrh ložisek hřídele vodního čerpadla ...	35
5.3 Návrh ploché pružiny	37
5.4 Návrh vratné pružiny	38
5.5 Pevnostní kontrola šroubů	39
5.6 Pevnostní kontrola nýtů	39
5.7 Pevnostní kontrola hřídele vodního čerpadla ..	40
6. Ekonomické posouzení	41
7. Závěr	42
Seznam použité literatury	44
Seznam příloh	45

SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK

b	- šířka ploché pružiny	/mm/
c	- rychlost vzájemného pohybu desek	/ms ⁻¹ /
c ₁	- opravný součinitel vlivu provozních podmínek řemenového převodu	/1/
d	- průměr středu ventilátoru	/m/
d _n	- průměr nýtu	/mm/
d _h	- průměr díry v hřídeli	/mm/
d _s	- průměr drátu vratné pružiny	/mm/
d _r	- střední průměr řemenice	/m/
f	- součinitel tření mezi řemenem a řemenicí	/1/
f _s	- součinitel tření v stykové ploše mezi kotoučem a řemenicí	/1/
h	- tloušťka ploché pružiny	/mm/
i	- počet střihových ploch nýtu	/1/
l _p	- délka ploché pružiny od uchycení k místu dotyku ovládací tyčky	/mm/
l ₁₊₁₅	- parametr zástavby ložisek	/mm/
m	- součinitel řemenového převodu	/1/
m _u	- hmotnost uspořádaného paliva	/gh ⁻¹ /
m _p	- měrná spotřeba paliva	/gkWh ⁻¹ /
m _{pc}	- palivo spotřebované na chod ventilátoru	/gh ⁻¹ /
n	- počet činných závitů vratné pružiny	/1/
n _h	- otáčky hřídele vodního čerpadla	/min ⁻¹ /
n _n	- počet nýtů	/1/
n _p	- počet šroubů	/1/
n _s	- skluzové otáčky spojky	/s ⁻¹ /
n _z	- počet závěrných závitů vratné pružiny	/1/
p _n	- tlak namáhající nýty na otlačení	/MPa/
p _v	- tlakový spád na ventilátoru chlazení	/Pa/
q	- konstanta kotouče	/Nsm ⁻³ /
q(50)	- konstanta kotouče při 50 °C	/Nsm ⁻³ /
q(75)	- konstanta kotouče při 75 °C	/Nsm ⁻³ /
r	- poloměr mezikružší o šířce dr	/m/
r _a	- vnější poloměr dvojitého kotouče	/m/

r_b	- poloměr náboje kotouče	/m/
r_c	- vnitřní poloměr dvojitého kotouče	/m/
r_k	- vnitřní poloměr kotouče	/m/
r_n	- poloměr umístění nýtů	/m/
r_p	- poloměr umístění šroubů	/m/
r_1+r_{10}	- poloměry ploch žeber kotouče	/m/
s_n	- délka otvoru pro nýt v desce kotouče	/mm/
s_1+s_3	- šířky žeber kotouče	/m/
y	- vzdálenost kotoučů nebo desek	/mm/
y_p	- výchylka ploché pružiny	/mm/
y_s	- stlačení šroubovitě pružiny	/mm/
z	- celkový počet závitů šroubovitě pružiny	/1/
C_A	- dynamická únosnost ložiska v místě A	/N/
C_B	- dynamická únosnost ložiska v místě B	/N/
C_1	- dynamická únosnost ložiska v místě 1	/N/
C_2	- dynamická únosnost ložiska v místě 2	/N/
D	- průměr ventilátoru	/m/
D_h	- průměr hřídele	/mm/
D_s	- střední průměr šroubovitě pružiny	/mm/
E	- modul pružnosti v tahu	/MPa/
F	- síla působící na pohybující se desky	/N/
F_a	- osová síla vyvozená ventilátorem	/N/
F_{ns}	- normálová síla namáhající šroub	/N/
F_p	- síla působící na plochou pružinu	/N/
F_s	- síla působící na šroubovitou pružinu	/N/
F_{tn}	- síla zatěžující nýt	/N/
F_{ts}	- tečná síla namáhající šroub	/N/
F_A	- ekvivalentní dynamické zatížení ložiska v místě A	/N/
F_B	- ekvivalentní dynamické zatížení ložiska v místě B	/N/
F_R	- síla způsobená předpětím řemenů	/N/
F_T	- tečná síla v řemenu	/N/
F_V	- výpočtová tečná síla v řemenu	/N/
F_1	- ekvivalentní dynamické zatížení ložiska v místě 1	/N/
F_2	- ekvivalentní dynamické zatížení	

	ložiska v místě 2	/N/
G	- modul pružnosti oceli ve smyku	/MPa/
J	- kvadratický moment průřezu	/mm ⁴ /
L _D	- dosedová délka pružiny	/mm/
L _O	- volná délka pružiny	/mm/
L _S	- délka zatížené pružiny	/mm/
M _k	- krouticí moment přenášený spojkou	/Nm/
M _{kb}	- krouticí moment přenášený čely žeber	/Nm/
M _{kc}	- celkový krouticí moment	/Nm/
M _{kh}	- krouticí moment přenášený hřídelem	/Nm/
M _{ku}	- krouticí moment přenášený vnějším bokem desky kotouče	/Nm/
M _{kv}	- krouticí moment přenášený vnitřním bokem desky kotouče	/Nm/
M _{k1} +M _{k5}	- krouticí moment přenášený boky žeber kotouče	/Nm/
M _{kI}	- krouticí moment přenášený žebrovaným kotoučem	/Nm/
M _{kII}	- krouticí moment přenášený dvojitým kotoučem	/Nm/
P	- celkový příkon čerpadla i ventilátoru	/W/
P _c	- příkon čerpadla	/W/
P _v	- příkon ventilátoru	/W/
R _k	- vnější poloměr kotouče	/m/
R _{AX} , R _{AY}	- reakce zachycované ložiskem v místě A	/N/
R _B	- reakce zachycovaná ložiskem v místě B	/N/
R _{1X} , R _{1Y}	- reakce zachycované ložiskem v místě 1	/N/
R ₂	- reakce zachycovaná ložiskem v místě 2	/N/
S	- smáčená plocha desek	/m ² /
S _s	- plocha průřezu jádra šroubu	/mm ² /
S _v	- plocha mezikruží, ve kterém obíhají lopatky ventilátoru	/m ² /
V	- rotační součinitel valivého ložiska	/1/
V _h	- úspora nafty	/dm ³ h/
W _k	- průřezový modul v krutu pro nový hřídel	/mm ³ /
W _{kp}	- průřezový modul v krutu pro původní hřídel	/mm ³ /

X	- součinitel radiálního dynamického zatížení valivého ložiska	/1/
Y	- součinitel axiálního dynamického zatížení valivého ložiska	/1/
α	- úhel opásání řemenice	/rad/
γ	- úhel drážky řemenice	/deg/
η	- dynamická viskozita oleje	/Nsm ⁻² /
$\eta_{(50)}$	- dynamická viskozita oleje při 50 °C	/Nsm ⁻² /
$\eta_{(75)}$	- dynamická viskozita oleje při 75 °C	/Nsm ⁻² /
ρ	- měrná hmotnost motorové nafty	/kgm ⁻³ /
σ	- napětí namáhající šrouby na tah	/MPa/
τ	- napětí namáhající šroubovitou pružinu	/MPa/
τ_h	- napětí namáhající nový hřídel na krut	/MPa/
τ_{hp}	- napětí namáhající původní hřídel na krut	/MPa/
τ_s	- napětí namáhající nýty na střih	/MPa/
ω	- úhlová rychlost otáčení hřídele	/rads ⁻¹ /

1. ÚVOD

Silniční doprava má v současné době velký význam pro naše národní hospodářství. Neustále stoupá množství přepravovaných nákladů, což klade vyšší nároky na tonáž užitkových vozidel a tím i na výkon motorů v těchto vozidlech používaných. Proto jsou hledány stále nové cesty zvyšování výkonů vozidlových motorů.

Zároveň se také klade velký důraz na snižování spotřeby a hlučnosti nákladních vozidel.

K splnění těchto cílů přispívá, u kapalinou chlazených motorů vybavených ventilátorem chlazení, regulace otáček (případně vypínání) tohoto ventilátoru v závislosti na teplotě chladicí kapaliny.

Odběr výkonu motoru ventilátorem chladiče je totiž u motorů užitkových vozidel dosti značný (u motoru LIAZ M 1.2 3,9 kW), přičemž není nutné, aby ventilátor byl neustále v provozu, neboť oběh kapaliny chladicím systémem je řízen termostatem a pokud je uzavřen průchod kapaliny chladičem, je zbytečné, aby pracoval ventilátor. Podle průzkumu některých firem vyrábějících nákladní automobily stačí při jízdě za normálních podmínek (kromě dlouhého stání, extrémně pomalé jízdy ...) k chlazení motoru množství vzduchu procházející chladičem vlivem náporového tlaku. Například, jak je uvedeno v /7/, u automobilu LIAZ Š 100 je při vnější teplotě 30°C ventilátor potřebný méně jak 5% doby provozu automobilu.

Vypínáním chodu ventilátoru v závislosti na teplotě chladicí kapaliny lze také snížit celkový hluk vozidla, což má význam pro ochranu životního prostředí a pro zlepšení pracovních podmínek osádky.

Výhodou vypínání ventilátoru je i rychlejší prohřátí chladicí kapaliny, které je důležité pro rychlý náběh motoru na provozní teplotu a pro dobré vytápění vozidla.

Proto většina firem vyrábějících nákladní automobily používá v chladicím systému těchto vozidel vypínatelné či regulovatelné ventilátory.

Vypínání nebo regulaci otáček ventilátorů lze provádět

pomocí různých systémů, jejichž přehled je uveden v další části práce.

2. SOUČASNÝ STAV

Pro pohon nákladních automobilů LIAZ je v současné době seriově vyráběna varianta motoru s trvale poháněným ventilátorem. U motoru M 1.2 je ventilátor umístěn na společném hřídeli s vodním čerpadlem. Tento hřídel je poháněn od klínového hřídele klínovým řemenem.

3. PŘEHLED POUŽÍVANÝCH SYSTÉMŮ

V současnosti se v užitkových vozidlech používají především tyto systémy zabezpečující přetržitý chod chladicího ventilátoru:

- pohon ventilátoru elektromotorem
- pohon ventilátoru hydromotorem
- pohon ventilátoru přes elektrickou vířivou spojku
- pohon ventilátoru přes hydrodynamickou spojku
- pohon ventilátoru přes kotoučovou třecí spojku
- pohon ventilátoru přes viskozni spojku

Princip těchto systémů je uveden v další části práce.

3.1 Pohon ventilátoru elektromotorem

U některých osobních automobilů, které mají chladič umístěn ve větší vzdálenosti od motoru nebo mimo motorový prostor, se používá k pohonu ventilátoru chladiče elektromotor, napájený přes relé řízené teplotním čidlem. Toto řešení je využito například u vozu Škoda 742.

Tento způsob pohonu ventilátoru chladiče je však pro nákladní automobily v podstatě nepoužitelný, protože výkon potřebný pro pohon ventilátoru je příliš velký. Elektromotor

takovéhoto výkonu by byl příliš drahý, velkých rozměrů a navíc by neúměrně zatěžoval elektrickou síť vozidla a vyžadoval příliš výkonný zdroj elektrické energie.

3.2 Pohon ventilátoru hydromotorem

Pro pohon ventilátoru chladiče lze v případech, kdy je chladič umístěn mimo motorový prostor, použít hydromotor. Tato varianta systému regulace otáček ventilátoru chladiče je použita například u autobusů Karosa B 731. Tento autobus je poháněn motorem LIAZ, umístěným za zadní nápravou a chladič je umístěn v přední části autobusu.

K motoru autobusu je připojen hydrogenerátor U 16 A, který je zdrojem tlakové kapaliny pro systém hydropohonu ventilátoru.

Vlastní ventilátor chladiče je poháněn axiálním pístovým hydromotorem AM 12 AK.

Regulace otáček ventilátoru je provedena regulačním blokem 12 Rb 150, který je zařazen do hydraulického obvodu a dostává signál teploty chladicí kapaliny od termostatického čidla T6/87 C.

Systém pohonu ventilátoru chladiče hydraulickým motorem má sice vyšší pořizovací cenu, ale má nesporné výhody. Prvky hydraulického obvodu jsou i při větších přenášených výkonech dostatečně malých rozměrů a hydraulický obvod umožňuje dálkový pohon a regulaci otáček ventilátoru.

V daném případě (motor za zadní nápravou a chladič v přední části autobusu) převažují výhody tohoto systému nad jeho vyšší cenou a použití této varianty je optimální. Pro užitkový vůz s chladičem v prostoru motoru by byl tento systém (popsaný v /6/) zbytečně nákladný a jeho hlavní výhoda, kterou je snadný dálkový přenos by se neuplatnila.

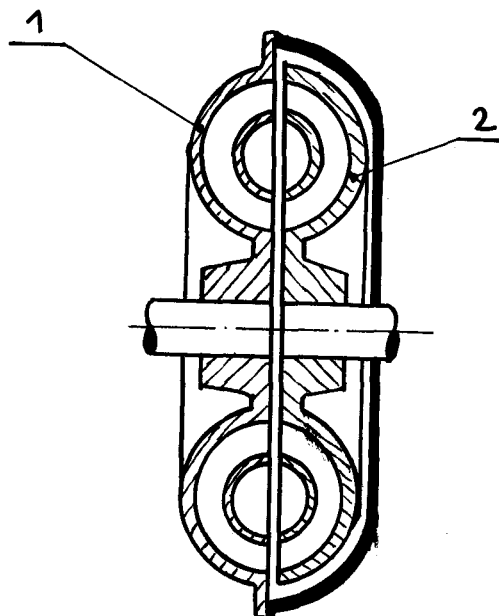
3.3 Pohon ventilátoru přes elektrickou vířivou spojku

Tento systém je v práci uveden pouze pro doplnění přehledu, protože vířivé elektrické spojky jsou pro dané účely energeticky náročné a jsou u nich značné obtíže s chlazením. Proto se u současných užitkových vozidel neužívají. (podle /4/)

3.4 Pohon ventilátoru přes hydrodynamickou spojku

V některých chladicích systémech, zvláště pro regulaci otáček ventilátorů vzduchem chlazených motorů se užívá hydrodynamických spojek. Tato spojka je popsána podle /4/.

Hydrodynamická spojka pracuje na principu spojení odstředivého čerpadla a turbíny. Princip činnosti spojky je zřejmý z obr. 1. Spojka se skládá z hnací části, kterou je čerpadlové kolo (poz. 1) a hnané, kterou je turbinové kolo (poz. 2). Krouticí moment přenáší z hnací části na hnanou hydraulická kapalina, která cirkuluje mezi oběma lopatkovými koly.



Obr. 1

Nejvýhodnější a zároveň nejjednodušší je řešení, kdy je spojka umístěna přímo v motorové skříni. Odpadají tak hřídelové ucpávky, které zabráňují úniku hydraulické kapaliny ze skříně spojky a jsou dílem, který podléhá nejvíce opotřebení.

Spojka, která je umístěna v motorové skříni, je plněna olejem přímo z mazací soustavy motoru. Regulace otáček ventilátoru se provádí změnou množství oleje ve skříni spojky. Čím méně oleje je ve spojce, tím vyšší je skluz spojky a tím nižší jsou otáčky ventilátoru chladiče. Při zcela zaplněné spojce je skluz asi 3% vstupních otáček. Olej je do spojky veden přes termostatický ventil a odtéká kalibrovanými otvory na obvodu hnací části spojky. Množstvím přitékajícího oleje se tak řídí velikost náplně spojky.

Hydraulická spojka je výrobně jednoduchá, protože čerpadlová i turbinová část jsou shodné přesné odlitky, opracovány jsou pouze náboje. Spojky této konstrukce se používají na motorech Tatra.

I když tento způsob regulace otáček chladičího ventilátoru lze použít i u kapalinou chlazených motorů, pro použití na motoru LIAZ M 1.2 není vzhledem k umístění jednotlivých částí chladičího systému, konstrukčnímu a prostorovému uspořádání motoru a příslušenství vhodný. Jedním z hlavních nedostatků je to, že spojka by musela být umístěna mimo motorovou skříň. Pak by musela být vybavena ucpávkami a byla by složitější a méně spolehlivá.

3.5 Pohon ventilátoru přes kotoučovou třecí spojku

Jednou z variant systému uskutečňujícího přetržitý chod ventilátoru chlazení je jeho pohon přes třecí spojku ovládanou pneumaticky, hydraulicky nebo elektromagneticky.

O.p. LIAZ se při rozhodování o použití regulace otáček ventilátoru zabýval i touto variantou. Proto byla pro LIAZ v roce 1982 vypracována zpráva ÚVMV "Vypínací spojky chladičích ventilátorů", která se zabývá konstrukcí třecích spojek

ventilátorů chladiče.

V této zprávě jsou uvedeny tři varianty třecí spojky ventilátoru chladiče a výsledky jejich zkoušek. Je použito třecích spojek s jednou přítlačnou plochou a pro vyvození přítlačné síly je využit buď olej z mazací soustavy motoru nebo tlakový vzduch z brzdového systému vozidla. Bylo upuštěno od použití spojky elektromagneticky ovládané, neboť její cena je příliš vysoká. U elektromagnetické spojky vyvinuté v Přerovských strojárnách je cena výhledově 1500 až 1800 Kčs, kdežto u spojek vyvinutých ÚVMV asi 1000 Kčs.

Byly zkonstruovány tyto alternativy kotoučových třecích spojek:

1) Ventilátor umístěný na samostatném hřídeli, rozpínání spojky se provádí posouváním řemenice s litinovou třecí deskou.

2) Ventilátor umístěný na samostatném hřídeli, rozpínání spojky se provádí posouváním ventilátoru.

3) Ventilátor umístěný na hřídeli vodního čerpadla, rozpínání spojky se provádí posouváním řemenice.

Síla potřebná k sepnutí spojky je u všech tří variant vyvozena nerotační membránovou přítlačnou komorou a na rotující díly je přenesena valivými ložisky.

Pro ovládání všech tří alternativ spojek je použito elektropneumatického ventilu EV 118. Přívod proudu do tohoto ventilu je řízen termostatickým spínačem firmy Wahler, který spíná při teplotě cca 92°C.

U první i třetí varianty byly již po 5 000 cyklech zřejmé stopy opotřebení na posuvných částech.

3.6 Pohon ventilátoru přes viskozni spojku

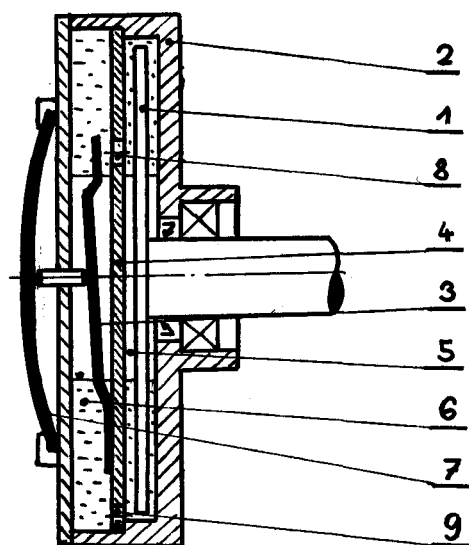
V současné době jsou v systémech přetržitého chodu chladicího ventilátoru u užitkových vozidel používány viskozni spojky. Výhodou těchto spojek je značná jednoduchost a z ní vyplývající spolehlivost. Další výhodou je to, že na rozdíl od třecí spojky nemá jenom polohy "sepnuto" a "rozepnuto",

ale umožňuje měnit otáčky ventilátoru v dosti širokém rozmezí. Spojka nemá žádné třecí plochy podléhající opotřebení a to zaručuje její vysokou životnost.

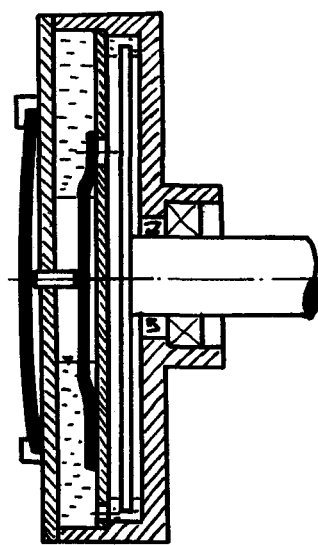
Viskozni spojka je tepelně řízená spojka, která v závislosti na teplotě přenáší kroučící moment bez dotyku částí spojky pomocí vysokoviskozní kapaliny, kterou je nejčastěji silikonový olej.

Výrobci těchto viskozních spojek, které jsou zabudovány přímo v náboji ventilátoru jsou např. firmy Behr a Holset. Princip práce spojky Behr je podle /1/ uveden na obr. 2 a 3.

Spojka se skládá z hnacího dílu s hnacím kotoučem, hřídelem a přírubou (poz. 1), hnaného dílu (poz. 2) a mezistěny (poz. 4) s ventilovou pákou (poz. 3). Mezikotouč dělí prostor spojky na pracovní prostor (poz. 5) a zásobní prostor (poz. 6). Na teplotu vzduchu procházejícího kolem spojky reaguje bimetalový pásek (poz. 7), který pohybuje ventilovou pákou a tím uzavírá a otevírá otvor ventilu (poz. 8). To umožňuje kapalině vtékat do pracovního prostoru. Zpět do zásobního prostoru proudí kapalina otvorem (poz. 9) na obvodu mezistěny.



Obr. 2



Obr. 3

Při nárůstu teploty proudícího vzduchu se prohýbá bimetalový pásek a tím uvolňuje ventilovou páku, která odkrývá ventilový otvor. Protože spojka se i ve vypnutém stavu otáčí nízkými otáčkami díky zbytku kapaliny v pracovním prostoru a díky vzduchu proudícímu ventilátorem, tvoří kapalina v rotujícím zásobním prostoru prstenec. Po odkrytí ventilového otvoru začne kapalina vlivem odstředivé síly vtékat do pracovního prostoru. To trvá tak dlouho, než se hladiny prstenců kapaliny v zásobním a pracovním prostoru vyrovnají.

Pracovní prostor je zaplněn kapalinou. Mezery mezi boky hnacího kotouče a stěnami pracovního prostoru jsou cca 0,5 mm. Viskozní kapalina v těchto mezerách přenáší třením o stěny a vlastním vnitřním třením kroutící moment z hnací části spojky na hnanou. I při plně naplněném pracovním prostoru je mezi oběma částmi spojky určitý skluz. Mezi hnacím kotoučem a stěnami pomaleji se otáčejícího pracovního prostoru vzniká čerpací efekt, kterým je kapalina vytlačována zpět do zásobního prostoru otvorem na obvodě mezikotouče. Pokud však kolem spojky proudí teplý vzduch, je otevřen ventilový otvor a kapalina v pracovním prostoru je neustále doplňována. Tato poloha spojky je zřejmá z obr. 2.

Při poklesu teploty vzduchu se bimetalový pásek narovná, tím se uzavře ventilový otvor a kapalina je vyčerpána z pracovního prostoru do zásobního. Spojka je tím rozpojena a protáčí se pouze nízkými otáčkami. Tento stav spojky je na obr. 3.

Mezi těmito dvěma krajními možnostmi existuje spojitě měnitelný stav, kdy ventilový otvor je otevřen jen částečně, do pracovního prostoru proudí omezené množství kapaliny a ten není zcela zaplněn. Tím je umožněna plynulá regulace otáček ventilátoru v závislosti na teplotě vzduchu procházejícího chladičem.

U spojek Behr je pro regulaci použit bimetal reagující na teplotu vzduchu procházejícího chladičem. To má u kapalinou chlazeného motoru za následek prodloužení reakční doby a mohlo by vést i k nežádoucím výkyvům teploty v systému.

Pro motor LIAZ M 1.2 se proto uvažuje o viskozní spojkce řízené v závislosti na teplotě chladicí kapaliny. Zvláště

pro umístění ventilátoru na hřídeli vodního čerpadla se jeví tato možnost výhodná. Je zde možnost ovládání spojky mechanicky od příslušného teplotního čidla. Tím bude celý systém kompaktnější a jednodušší. Ve své další práci se zabývám touto variantou.

4. PŘEDBĚŽNÝ NÁVRH VISKOZNÍ SPOJKY

V této kapitole se zabývám volbou koncepce viskozní spojky použité pro vypínání pohonu ventilátoru chlazení motoru LIAZ M 1.2.

Spojka je řízena mechanicky čidlem reagujícím na teplotu chladicí kapaliny. Volba umístění čidla dává dvě možnosti:

- umístit čidlo na rotující díl
- umístit čidlo na nerotující díl

O.p. LIAZ požaduje konstrukční zpracování obou těchto variant.

Další rozdělení koncepcí lze provést z hlediska umístění vlastní spojky:

- spojka umístěná mezi řemenicí a ventilátorem chlazení
- spojka zabudovaná přímo ve ventilátoru jako jeho náboj

S ohledem na využitelnost a reálnost kombinací jednotlivých možností jsem vypracoval tři konstrukční návrhy variant viskozní spojky. Tyto návrhy nejsou pevnostně kontrolovány, pevnostní kontrola bude provedena až u konečné varianty.

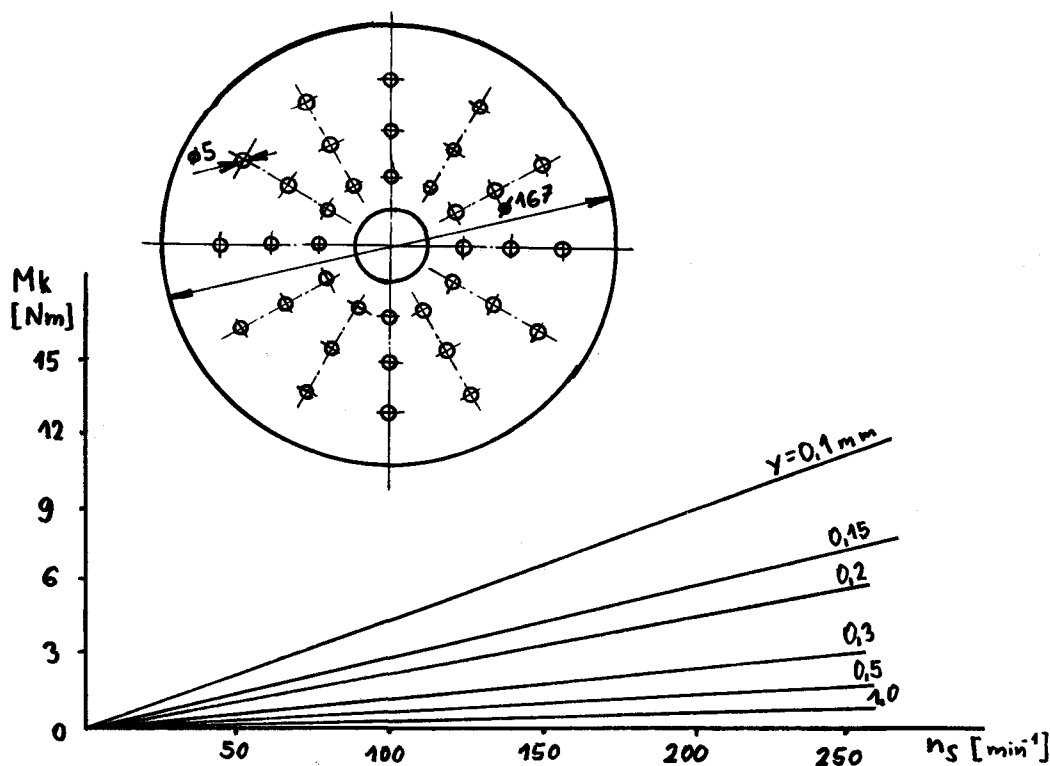
Bodem řešení shodným pro všechny varianty je stanovení krouticího momentu, který musí spojka přenést.

$$M_k = \frac{30 \cdot P_v}{\pi \cdot n_h} = \frac{30 \cdot 3,9 \cdot 10^3}{\pi \cdot 3 \ 300} = 11,3 \text{ Nm.} \quad (1)$$

Pro tento přenášený krouticí moment je použit kotouč, výsledky jehož zkoušek jsou v práci /7/, kde je uveden jako kotouč 3. Tvar kotouče a jeho charakteristika jsou uvedeny na obr. 4.

Kotouč přenese jednou činnou plochou, při mezeře mezi

kotoučem a stěnou pracovního prostoru 0,15 mm, při skluzových otáčkách 250 min^{-1} a při použití oleje Lukoil M 500, krouticí moment 6,1 Nm. Celkem tedy přenese 12,2 Nm, což je dostačující.



Obr. 4

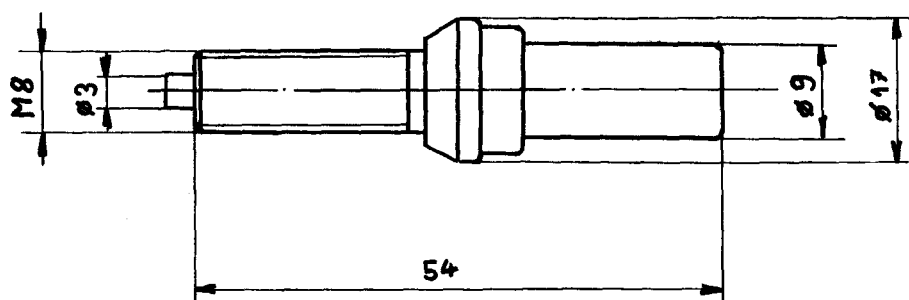
Kvůli snadnějšímu zajištění dílů byla u všech tří variant použita původní ucpávka vodního čerpadla AXIA AB 17 x 35 x 16.

4.1 Varianta I

První varianta viskozní spojky ventilátoru je konstruována tak, že čidlo je umístěno na rotujícím dílu a těleso spojky je vloženo mezi řemenici a ventilátor. Tato varianta je zakreslena na výkrese SPOJKA I KSD-184-1.00.

Pro snímání teploty chladicí kapaliny je použito čidlo WAHLER typ 3 056 (viz obr. 5), které je zabudováno v oběžném kole vodního čerpadla. Čidlo působí pomocí ovládací tyčky na

plochou pružinu, která odkrývá a zakrývá přepouštěcí otvor. Vlastní spojka tvoří uzavřenou skříň, která je otočně upevněna na řemenici a hřídel vodního čerpadla. Ve víku spojky jsou čtyři otvory se závitem M 8, ke kterým je přišroubován původní ventilátor chlazení s částečně upravenými lopatkami.



Obr. 5

Ložiska hřídele vodního čerpadla byla navržena tak, aby celé uložení mělo shodnou únosnost jako původní řešení o.p. LIAZ.

4.2 Varianta II

Tato varianta má čidlo umístěno rovněž na rotačním dílu, ale viskozní spojka tvoří náboj ventilátoru. Její konstrukční návrh je uveden na výkrese SPOJKA II KSD-184-2.00.

Čidlo WAHLER 3 056, jeho umístění a ovládání přepouštěcího otvoru spojky je shodné jako u varianty I.

Tato varianta vyžaduje jinou konstrukci ventilátoru. Šest lopatek ventilátoru je přinýtováno mezi dvě růžice a tento celek je přišroubován k víku skříně spojky. Tvar lopatek nebyl v této fázi návrhu řešen.

Ložiska hřídele vodního čerpadla i vrchní část skříně čerpadla jsou shodné s nyní používanými.

4.3 Varianta III

Tato varianta je zpracována tak, že čidlo je umístěno na nepohyblivém dílu a spojka je nábojem ventilátoru. Tato varianta je zobrazena na výkrese SPOJKA III KSD-184-3.00.

Čidlo WAHLER 3 056 je umístěno na spodní části skříně vodního čerpadla tak, že zasahuje do vodního kanálu. Čidlo v závislosti na teplotě chladicí kapaliny, která proudí kanálem, pootáčí dvojdílnou lomenou pákou zakončenou vidlicí. Na čepech vidlice jsou kladky, které posouvají přesuvným kroužkem. Tento kroužek ovládá přepouštěcí otvory spojky.

Ventilátor je shodný, jako u varianty II.

4.4 Výběr vyhovující varianty

Nejprve byly zjištěny klady a zápory jednotlivých variant:

Varianta I:

klady

- možnost použití původního ventilátoru (pouze upraveného)
- funkčně nejjednodušší varianta
- nejmenší počet změněných a nově vyráběných dílů
- předpoklady spolehlivé funkce

zápory

- změna vrchní části skříně vodního čerpadla
- změna hřídele vodního čerpadla a ložisek
- změna oběžného kola vodního čerpadla
- výroba přesouvací tyčky

Varianta II:

klady

- původní vrchní část skříně vodního čerpadla a ložiska
- hřídel vodního čerpadla pouze upravený
- předpoklady spolehlivé funkce

zápory

- zcela jiný ventilátor s nižším výkonem
- výroba přesouvací tyčky
- více změněných nebo nově vyráběných dílů, než u varianty I
- změna oběžného kola vodního čerpadla

Varianta III:

- původní vrchní část skříně vodního čerpadla (pouze upravená)
- původní hřídel vodního čerpadla a ložiska
- původní oběžné kolo vodního čerpadla

zápory

- zcela jiný ventilátor s nižším výkonem
- nutnost výroby dvojdílné páky s kladkami, přesouvacího kroužku a dalších dílů, které nejsou u předchozích variant potřeba
- značné předpoklady pro vznik poruch (pohyb kladek po přesouvacím kroužku, těsnění šroubů, které spojují kroužek s vnitřkem spojky apod.)

Pro úplnost podotýkám, že tyto klady a zápory jsou uvedeny pouze ve vztahu jednotlivých variant mezi sebou, nikoli ve vztahu k současnému řešení používanému nyní na motoru M 1.2.

Na základě těchto poznatků se jako nejvýhodnější jeví varianta I.

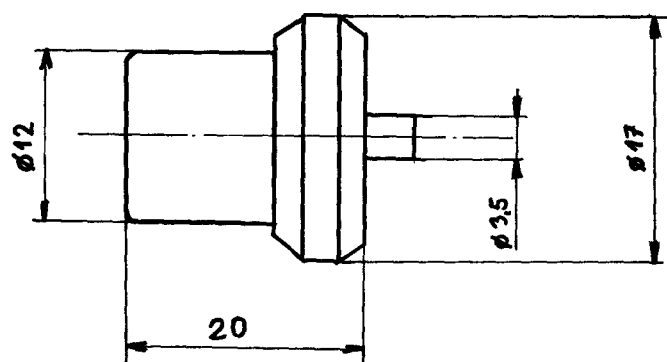
Varianty II a III mají značné nedostatky: obě tyto varianty vyžadují použití zcela jiného ventilátoru, jehož výroba by se musela zavést, a který by zřejmě neměl dostatečný výkon vzhledem ke krátkým lopatkám. Varianta III má navíc velké množství nových dílů a jejím podstatným nedostatkem je mechanický přenos regulační výchylky čidla z nerotujícího dílu na rotující. Toto místo je kritickým bodem konstrukce - zde by docházelo k rychlému opotřebení. Dvojdílná páka by byla, vzhledem ke svému zavěšení a rozměrům, zřejmě zdrojem nežádoucího hluku.

5. KONEČNÝ NÁVRH VISKOZNÍ SPOJKY

Po zhodnocení tří variant předběžného návrhu v předchozí kapitole je v této kapitole proveden konečný návrh konstrukce viskozní spojky. Vycházím při něm z varianty I, která se ukázala jako nejvýhodnější.

Oproti této variantě je však třeba provést v konstrukci spojky dvě zásadní změny:

1) místo čidla Wahler typ 3 056, které má pro daný účel nevhodné rozměry, je třeba použít čidlo Behr-Thomson typ X4. 307, jehož zástavbové rozměry jsou podstatně výhodnější. Maximální zdvih čidla je 7 mm, regulační zdvih 4 mm. Maximální síla, kterou je čidlo schopno vyvinout je 200N. Čidlo je zobrazeno na obr. 6.



Obr. 6.

2) Je třeba zmenšit průměr tělesa spojky tak, aby nebyla nutná úprava lopatek ventilátoru a aby nedošlo ani k zastínění těchto lopatek tělesem spojky.

5.1 Návrh kotouče viskozní spojky

Z potřebných rozměrů spojky vyplývá, že maximální průměr kotouče této viskozní spojky může být nejvíce 136 mm. Za těchto podmínek melze tedy použít žádný z kotoučů odzkouše-

ných v /7/. Přesto je však nutné vyjít z výsledků těchto zkoušek, ale je třeba vytvořit metodiku výpočtu, použitelnou pro návrh tvarově a rozměrově odlišného kotouče.

Při popisu dějů probíhajících mezi stěnou kotouče a pracovního prostoru spojky jsou použity vztahy popisující vzájemný posuvný pohyb dvou desek, mezi kterými je vrstva kapaliny. Tyto vztahy jsem převzal z /5/.

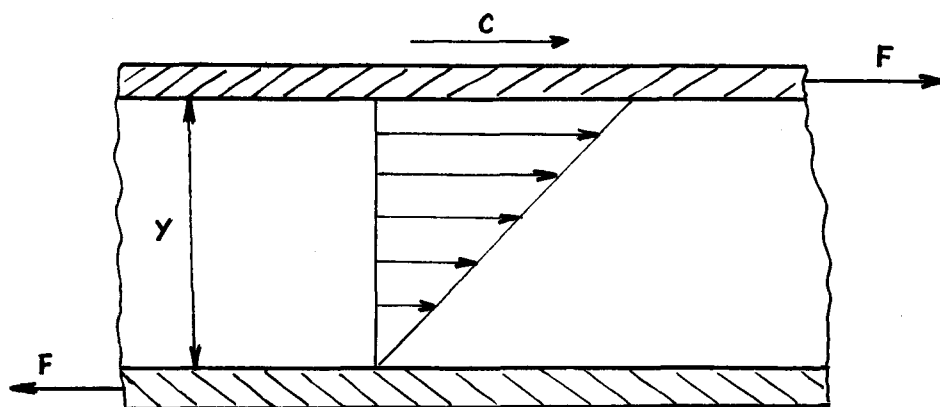
Podle obr. 7 jsou v dalších výpočtech zavedeny tyto veličiny:

c - rychlost vzájemného pohybu obou desek $/\text{ms}^{-1}/$

F - síla působící na desky $/\text{N}/$

y - vzdálenost desek $/\text{mm}/$

S - plocha desek smáčená kapalinou $/\text{m}^2/$



Obr. 7

Pak platí pro sílu F tento vztah

$$F = S \cdot \tau, \quad /N/ \quad (2)$$

kde τ je smykové napětí a rovná se

$$\tau = \eta \cdot \frac{c}{y}, \quad /Pa/ \quad (3)$$

Po dosazení do (2) pak platí pro F

$$F = \eta \cdot S \cdot \frac{c}{y}, \quad /N/ \quad (4)$$

protože pro tento případ zůstává šířka mezery y konstantní a rovněž dynamická viskozita kapaliny se nemění, lze provést zjednodušení vztahu (4) na tvar:

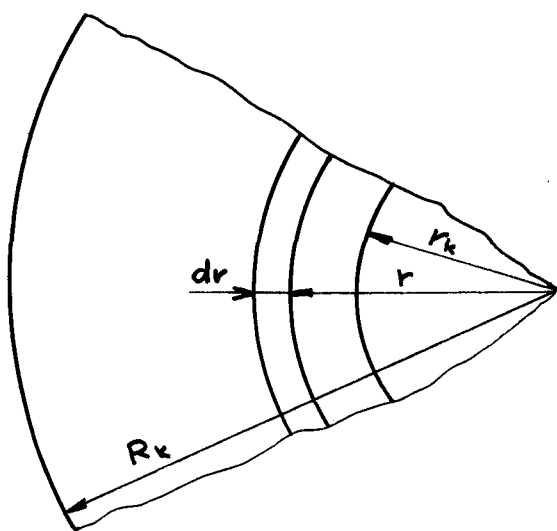
$$F = q \cdot S \cdot c, \quad /N/ \quad (5)$$

kde

$$q = \frac{\eta}{y}. \quad /Nsm^{-1}/ \quad (6)$$

při použití vztahu (5) pro dva rovnoběžné kotouče, které se otáčejí rozdílnými otáčkami a mezi kterými je mezera y lze pro elementární mezikruhovou plošku kotouče, zakreslenou na obr. 8 říci:

$$dF = q \cdot c \cdot dS. \quad /N/ \quad (7)$$



Obr. 8

Po dosazení vztahů

$$dF = \frac{dM_k}{r}, \quad /N/ \quad (8)$$

$$dS = 2 \cdot \pi \cdot r \cdot dr, \quad /m^2/ \quad (9)$$

$$c = 2 \cdot \pi \cdot r \cdot n_s, \quad /ms^{-1}/ \quad (10)$$

do vzorce (7) vznikne vztah

$$dM_k = 4 \cdot \pi \cdot q \cdot r^3 \cdot n_s \cdot dr \quad /Nm/ \quad (11)$$

Po integraci v mezích R_k , r_k , je odvozen vztah, popisující pomocí konstanty q závislost přeneseného krouťícího momentu na rozměrech kotouče při jinak shodných podmínkách

$$q = \frac{M_k}{\pi^2 \cdot (R_k - r_k)^3} \quad /Nsm^{-3}/ \quad (12)$$

protože jednotlivé kotouče byly zkoušeny při teplotě maximálně 50 °C a při funkci spojky je možnost zahřátí kotouče a olejové náplně spojky na teplotu vyšší, je třeba provést přepočet konstanty q na skutečnou provozní teplotu, která může být až 75 °C, vztahem

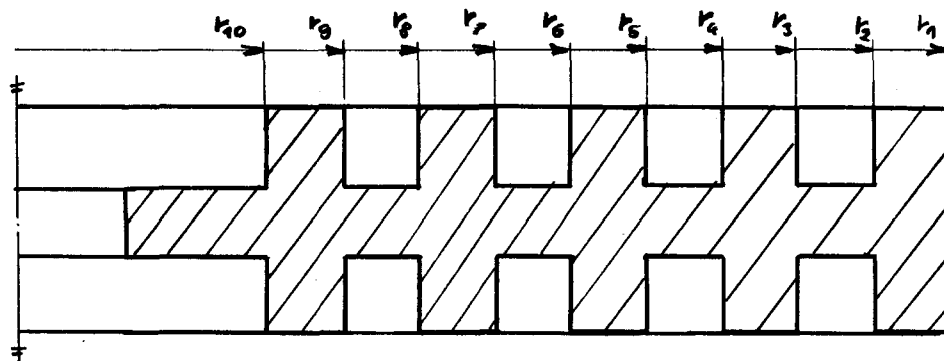
$$q(75) = q(50) \frac{\eta(75)}{\eta(50)} \quad /Nsm^{-3}/ \quad (13)$$

Tento přepočet je umožněn tím, že jak plyne z (6), je konstanta q lineárně závislá na viskozitě.

Pomocí sestavených vzorců budou nyní navrženy a propočítány dva typy kotoučů: žebrovaný a dvojitý.

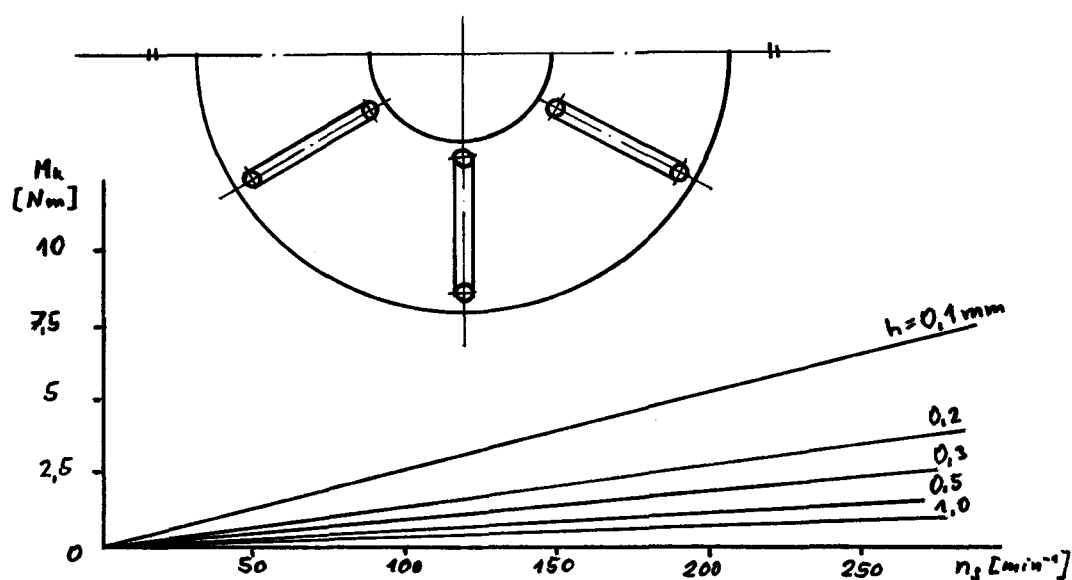
5.1.1 Žebrovaný kotouč

Tvar tohoto kotouče je na obr. 9. Kotouče podobných tvarů jsou užívány v některých spojkách, vyráběných zahraničními firmami.



Obr. 9.

Při výpočtu momentu přeneseného tímto kotoučem jsem vyšel z kotouče s šesti radiálními drážkami, jehož parametry jsou uvedeny v /7/, a který je v této práci označen jako kotouč 5. Tento kotouč přeneše jedním bokem krouticí moment 6 Nm, při mezeře mezi bokem kotouče a stěnou pracovního prostoru 0,1 mm a skluzových otáčkách 250 min^{-1} . Jeho rozměry a charakteristika jsou patrné z obr.10.



Obr. 10

Konstanta $q(50)$ je pro tento kotouč vypočítána dle vzta-
hu (12)

$$q(50) = \frac{6}{\pi^2 \cdot 4,16 (0,0835 - 0,015)} = 3\,005 \text{ Nsm}^{-3}.$$

Dále je proveden přepočet konstanty q z 50°C na 75°C
podle vztahu (13)

$$q(75) = 3005 \cdot \frac{0,210}{0,275} = 2295 \text{ Nsm}^{-3}.$$

Z takto zjištěné konstanty q jsem vyšel při dalším vý-
počtu. Úpravou vzorce (12) byl získán vztah, jehož použitím
lze vypočítat moment přenesený čely žeber (mezikruhovými
plochami) žebrovaného kotouče

$$\begin{aligned} M_{kb} &= 2 \cdot \pi^2 \cdot q(75) \cdot n_s \cdot (r_1^4 - r_{10}^4) = & (14) \\ &= 2 \cdot \pi^2 \cdot 2\,295 \cdot 4,16 (0,068^4 - 0,025^4) = 3,96 \text{ Nm.} \end{aligned}$$

Moment přenesený boky žeber kotouče (prvního až pátého) je

$$\begin{aligned} M_{k1} &= 4 \cdot \pi^2 \cdot q(75) \cdot n_s \cdot (s_1 \cdot r_1^3 + s_2 \cdot r_2^3) = \\ &= 4 \cdot \pi^2 \cdot 2295 \cdot 4,16 \cdot (0,02 \cdot 0,068^3 + 0,015 \cdot 0,064^3) = \\ &= 3,86 \text{ Nm,} & (15) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_{k2} &= 4 \cdot \pi^2 \cdot q(75) \cdot n_s \cdot s_2 \cdot (r_3^3 + r_4^3) = \\ &= 4 \cdot \pi^2 \cdot 2295 \cdot 4,16 \cdot 0,015 \cdot (0,060^3 + 0,056^3) = \\ &= 2,21 \text{ Nm,} & (16) \end{aligned}$$

$$M_{k3} = 4 \cdot \pi^2 \cdot q(75) \cdot n_s \cdot s_2 \cdot (r_5^3 + r_6^3) =$$

$$\begin{aligned}
&= 4 \cdot \pi^2 \cdot 2295 \cdot 4,16 \cdot 0,015 \cdot (0,052^3 + 0,048^3) = \\
&= 1,43 \text{ Nm},
\end{aligned} \tag{17}$$

$$\begin{aligned}
M_{k4} &= 4 \cdot \pi^2 \cdot q(75) \cdot n_s \cdot s_2 \cdot (r_7^3 + r_8^3) = \\
&= 4 \cdot \pi^2 \cdot 2295 \cdot 4,16 \cdot 0,015 \cdot (0,044^3 + 0,040^3) = \\
&= 0,84 \text{ Nm},
\end{aligned} \tag{18}$$

$$\begin{aligned}
M_{k5} &= 4 \cdot \pi^2 \cdot q(75) \cdot n_s \cdot s_3 \cdot (r_9^3 + r_{10}^3) = \\
&= 4 \cdot \pi^2 \cdot 2295 \cdot 4,16 \cdot 0,01 \cdot (0,036^3 + 0,032^3) = \\
&= 0,3 \text{ Nm}.
\end{aligned} \tag{19}$$

Celkový krouticí moment přenesený tímto kotoučem je tedy

$$M_{kI} = M_{kb} + \sum_{n=1}^5 M_{kn} = \tag{20}$$

$$= 3,96 + 3,86 + 2,21 + 1,43 + 0,84 + 0,3 = 12,6 \text{ Nm}.$$

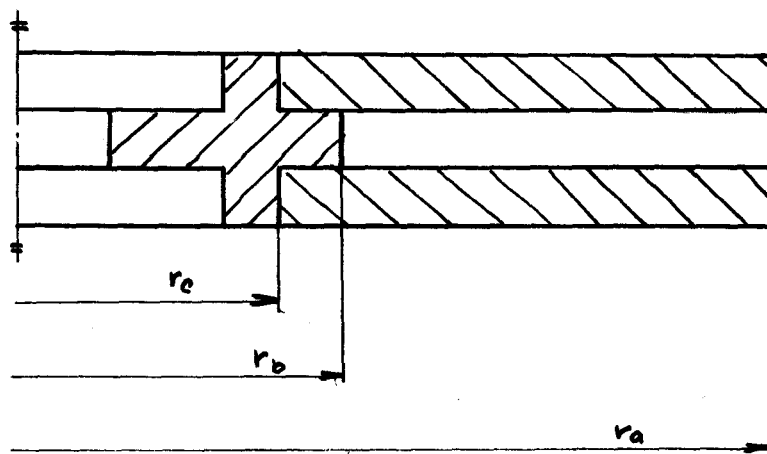
Protože moment, který spojka bude přenášet je 11,3 Nm, žebrovaný kotouč z hlediska přeneseného krouticího momentu vyhovuje.

5.1.2 Dvojitý kotouč

Tvar tohoto kotouče je na obr. 11.

Při výpočtu momentu, který je schopen dvojitý kotouč přenést jsem vyšel z parametrů kotouče s otvory podle /7/, kde je označen jako kotouč 3. Jedná se o kotouč již použitý při předběžném návrhu viskozní spojky (kap. 4.) a jeho charakteristika a tvar je na obr. 4. Je to kotouč s nejvyšší účinností, který je schopen díky tvaru povrchu boků přenést jedním bokem, při mezeře 0,1 mm a při skluzových otáčkách

250 min⁻¹, kroutící moment 11,5 Nm.



Obr. 11.

Pro tento kotouč byla nejprve určena podle vztahu (12) konstanta $q(50)$

$$q(50) = \frac{M_k}{\pi^2 n_s (R_k^4 - r_k^4)} = \frac{11,5}{\pi^2 \cdot 4,16 \cdot (0,0835^4 - 0,015^4)} =$$

$$= 5\,759 \text{ Nsm}^{-3}$$

a podle vztahu (13) přepočtena na teplotu 75 °C

$$q(75) = q(50) \frac{\eta(50)}{\eta(75)} = 5\,759 \cdot \frac{0,210}{0,275} = 4\,395 \text{ Nsm}^{-3}.$$

Kotouč je složen ze dvou tvarově shodných mezikruhových desek, které svými boky přenášejí točivý moment, a náboje kotouče.

Úpravou vztahu (12) jsem získal vztahy pro výpočet kroutícího momentu, který je každá deska schopna přenést

$$M_{ku} = \pi^2 \cdot q(75) \cdot n_s \cdot (r_a^4 - r_c^4) = \quad (21)$$

$$= \pi^2 \cdot 4397 \cdot 4,16 \cdot (0,068^4 - 0,035^4) = 3,6 \text{ Nm},$$

$$M_{kv} = \pi^2 \cdot q(75) \cdot n_s \cdot (r_a^4 - r_b^4) = \quad (22)$$

$$= \pi^2 \cdot 4397 \cdot 4,16 \cdot (0,068^4 - 0,045^4) = 3,1 \text{ Nm}.$$

Takže celkový krouticí moment, který je dvojitý kotouč schopen přenést je

$$M_{kII} = 2 \cdot (M_{ku} + M_{kv}) = 2 \cdot (3,6 + 3,1) = 13,4 \text{ Nm}. \quad (23)$$

Dvojitý kotouč je tedy schopen přenést 13,4 Nm, což je dostatečná hodnota (potřebná hodnota je 11,3 Nm), takže z hlediska přeneseného krouticího momentu kotouč vyhovuje.

Desky kotouče jsou k náboji kotouče připevněny nýty (prostorové důvody). To vyžaduje tento montážní postup: Při snýtovávání kotouče vložit mezi desky kotouče desku spojky a tento celek montovat do spojky.

5.1.3 Vyhodnocení použitelnosti kotoučů

Dvojitý kotouč je schopen při stejných skluzových otáčkách přenést větší krouticí moment než kotouč žebrovaný. To znamená, že při shodném krouticím momentu bude mít spojka s dvojitým kotoučem menší skluzové otáčky a tím i větší účinnost než spojka s žebrovaným kotoučem.

Další, zdaleka ne nepodstatnou výhodou dvojitého kotouče je to, že je výrobně jednodušší než kotouč žebrovaný.

V konstrukci viskozní spojky bude tedy použit kotouč dvojitý.

5.2 Návrh ložisek

Nejprve je nutno určit síly, které namáhají ložiska:

Je to síla vzniklá působením dovoleného nevývažku venti-

látoru, který je maximálně 100 gcm.

$$F_o = m_v \cdot r_v \cdot \frac{\pi^2 \cdot n_h^2}{9 \cdot 10^7} = \quad (24)$$

$$= 100 \cdot \frac{\pi^2 \cdot 3 \cdot 300}{9 \cdot 10^7} = 119 \text{ N.}$$

Ložiska dále namáhá síla způsobená předpětím klínových řemenů. Protože nebyl k dispozici původní výpočet řemenového převodu (zřejmě již neexistuje), je nyní proveden výpočet síly zatěžující hřídel v místě uložení řemenice.

$$F_R = \frac{3}{2} \cdot F_V \cdot \frac{m+1}{m-1}, \quad /N/ \quad (25)$$

kde

$$F_V = c_1 \cdot F_T = c_1 \cdot \frac{2M_R}{d_R} = c_1 \cdot \frac{60p}{d_v n_n} = 1,1 \cdot \frac{60 \cdot 6,9 \cdot 10^3}{0,16 \cdot 3300} = 138 \text{ N} \quad (26)$$

a kde také

$$\frac{F}{\sin} = \frac{0,3}{2,96 \sin 19} = e = 15,20. \quad (27)$$

Dosazením do vztahu (25) je vypočtena zatěžující síla

$$F_R = \frac{3}{2} \cdot 138 \cdot \frac{15,26 + 1}{15,26 - 1} = 236 \text{ N.}$$

Ložiska hřídele vodního čerpadla a ložiska viskozní

spojky jsou namáhána také axiální silou vyvozenou ventilátorem. Při použití určitého zjednodušení je tato síla vy počtena takto

$$F_a = S_v \cdot p_v, \quad /N/ \quad (28)$$

kde S_v je plocha mezikruží, ve kterém se otáčejí lopatky ventilátoru

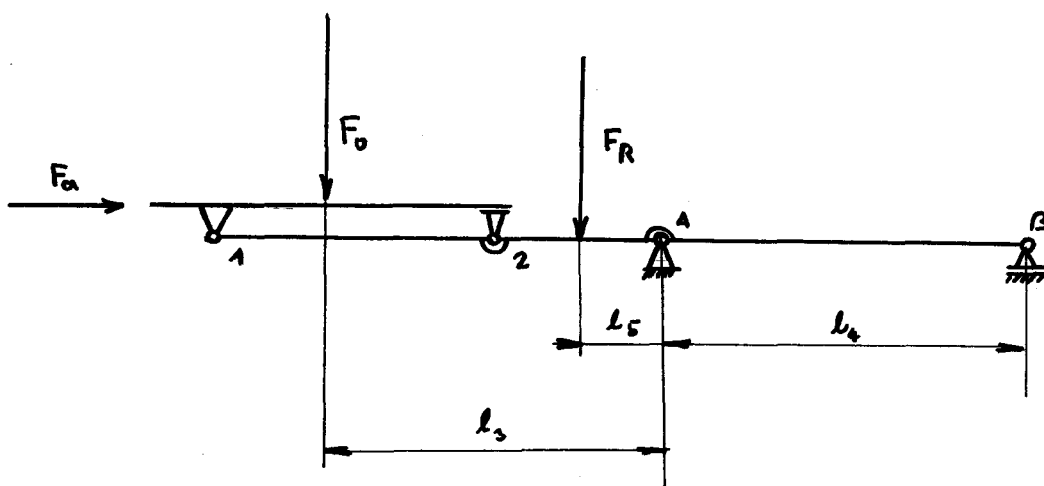
$$S_v = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2) = \frac{\pi}{4}(0,475^2 - 0,160^2) = 0,157 \text{ m}^2 \quad (29)$$

a p_v je tlakový spád na ventilátoru, který je u systému chlazení této třídy cca 600 Pa.

Po dosazení do (28) je axiální síla způsobena ventilátorem

$$F_a = 0,157 \cdot 600 = 95 \text{ N.}$$

Tyto síly, místo, směr a smysl jejich působení je zřejmé z obr. 12.

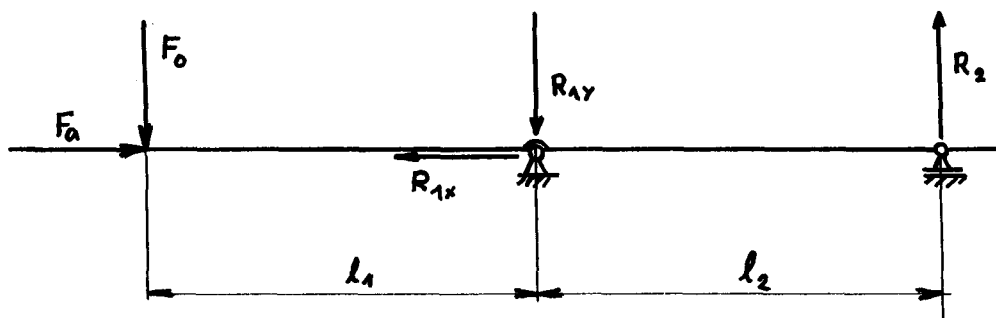


Obr. 12

Všechna ložiska jsou navržena na životnost 750 000 km, tzn. asi na 25 000 hodin, takže při uvažování průměrných otáček hřídele vodního čerpadla 2 800 až 3 000 min⁻¹ bude součinitel C/F = 16,8.

5.2.1 Návrh ložisek viskozni spojky

Rozložení sil a namáhání ložisek je patrné z obr. 13.



Obr. 13

Návrh ložiska v místě 1

Síly namáhající toto ložisko jsou:

$$R_{1x} = F_a = 95 \text{ N}, \quad (30)$$

$$R_{1y} = F_o \frac{(l_1 + l_2)}{l_2} = 119 \cdot \frac{22 + 28}{26} = 212,5 \text{ N}. \quad (31)$$

Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska je:

$$F_1 = X \cdot V \cdot R_{1y} + Y \cdot R_{1x}, \quad /N/ \quad (32)$$

kde $X = 0,56$; $Y = 2,05$ a $V = 1,2$.

Dosazením do (32) je vypočteno

$$F_1 = 0,56 \cdot 1,2 \cdot 212,5 + 2,05 \cdot 95 = 338 \text{ N}.$$

Potřebná dynamická únosnost ložiska pak je:

$$C_1 = \frac{C}{F} \cdot F_1 = 16,8 \cdot 338 = 5\,668 \text{ N}. \quad (33)$$

Je tedy použito ložisko 6 004 P 4 ČSN 02 4633 s dynamickou únosností 7 350 N. Vysoká přesnost ložiska (P4) je použita z důvodu dodržení rozměrů pracovních mezer mezi kotoučem a stěnami pracovního prostoru spojky.

Návrh ložiska v místě 2
Ložisko je namáháno silou:

$$R_2 = F_0 \cdot \frac{l_1}{l_2} = 119 \cdot \frac{22}{28} = 94 \text{ N.} \quad (34)$$

Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska je:

$$F_2 = X \cdot V \cdot R_2 = 1,2 \cdot 94 = 113 \text{ N,} \quad (35)$$

protože $X = 1$ a $V = 1,2$.

Potřebná dynamická únosnost ložiska je:

$$C_2 = \frac{C}{F} \cdot F_2 = 16,8 \cdot 113 = 1\,895 \text{ N.}$$

Je použito ložisko 6 008 2RS ČSN 02 4633, s dynamickou únosností 13 200 N. Menší ložisko nelze použít z konstrukčních důvodů.

5.2.2 Návrh ložisek hřídele vodního čerpadla

Rozložení sil a namáhání ložisek je patrné z obr. 12.

Návrh ložiska v místě A

Toto ložisko je namáháno silami

$$R_{AY} = F_R \frac{l_5 + l_4}{l_4} + F_0 \frac{l_3 + l_4}{l_4} = \quad (36)$$

$$= 236 \cdot \frac{20 + 40}{40} + 119 \cdot \frac{80 + 40}{40} = 711 \text{ N},$$

$$R_{AX} = F_a = 95 \text{ N}. \quad (37)$$

Ekvivalentní dynamické zatížení tohoto ložiska je

$$F_A = X \cdot V \cdot R_{AY} + Y \cdot R_{AX} = 0,56 \cdot 711 + 2,32 \cdot 95 = 1\,145 \text{ N}, \quad (38)$$

neboť $X = 0,56$; $Y = 2,32$ a $V = 1,0$.

Potřebná dynamická únosnost ložiska je

$$C_A = \frac{C}{F} \cdot F_A = 16,8 \cdot 1\,145 = 19\,220 \text{ N}. \quad (39)$$

Bude použito dvou ložisek 6 206 2RS ČSN 02 6436, z nichž každé má dynamickou únosnost 15 300 N.

Návrh ložiska v místě B

Toto ložisko je zatěžováno silou

$$R_B = F_R \frac{l_5}{l_4} + F_0 \frac{l_3}{l_4} = 236 \frac{20}{40} + 119 \frac{80}{40} = 178 \text{ N}. \quad (40)$$

Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska je

$$F_B = X \cdot V \cdot R_B = 178 \text{ N}, \quad (41)$$

protože $X = 1$ a $V = 1$.

Potřebná dynamická únosnost ložiska je:

$$C_B = \frac{C}{F} \cdot F_B = 16,8 \cdot 178 = 2\,990 \text{ N}.$$

Bude tedy použito ložisko 6 304 2RS ČSN 02 4637 o dynamické únosnosti 12 500 N.

V konstrukci viskozni spojky i uložení hřídele vodního čerpadla jsou především z důvodu úspory místa použita převážně oboustraně utěsněná ložiska s vlastní náplní mazacího tuku.

5.3 Návrh ploché pružiny

Je nutno navrhnout rozměry ploché pružiny, která svým koncem uzavírá přepouštěcí otvor viskozni spojky, tak aby pružina jednak uzavírala v klidové poloze tento otvor, jednak aby síla, kterou vyvodí čidlo (maximálně 200 N) byla schopna způsobit dostatečný průhyb pružiny a tím i otevření přepouštěcího otvoru. Při návrhu bude použit vztah

$$y_p = \frac{F_p \cdot l_p^3}{3 \cdot E \cdot J} \quad /mm/ \quad (42)$$

Návrh bude proveden tak, aby v místě, kde se pružiny dotýká konec ovládací tyčky bylo předpružení nutné pro uzavření přepouštěcího otvoru 1 mm a pracovní zdvih 2 mm. Síla potřebná k dosažení tohoto zdvihu bude 80 N.

Moment průřezu ploché pružiny je

$$J = \frac{F_p \cdot l_p^3}{3 \cdot E \cdot y_p} = \frac{80 \cdot 40^3}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 3} = 0,27 \text{ mm}^4 \quad (43)$$

Při šířce ploché pružiny $b = 10 \text{ mm}$ bude tloušťka pružiny

$$h = \sqrt[3]{\frac{12 \cdot J}{b}} = \sqrt[3]{\frac{12 \cdot 0,27}{10}} = 0,69 \text{ mm}. \quad (44)$$

Tloušťka použité pružiny je 0,7 mm.

5.4 Návrh vratné pružiny

Pružina zabezpečující zpětný pohyb ovládací tyčky je navržena tak, aby pro dosažení zdvihu 5mm bylo nutno vyvinout sílu cca 8 N. Pro střední průměr pružiny 7,1 mm a průměr drátu pružiny 0,56 mm je počet pracovních závitů pružiny

$$n = \frac{y_s \cdot d_s^4 \cdot G}{8 \cdot D_s^3 \cdot F_s} = \frac{5 \cdot 0,56^4 \cdot 8,5 \cdot 10^5}{8 \cdot 7,1 \cdot 8} = 18. \quad (45)$$

Celkový počet závitů je

$$z = n + n_z = 18 + 1,5 = 19,5. \quad (46)$$

Při stlačení 5 mm vznikne v pružině napětí

$$\tau = \frac{8 \cdot F_s \cdot D_s}{\pi \cdot d_s^3} = \frac{8 \cdot 8 \cdot 7,1}{\pi \cdot 0,56^3} = 824 \text{ MPa}. \quad (47)$$

Tato pružina bude vinuta z drátu taženého a žíhaného na pružiny z oceli 14 260 podle ČSN 42 6880. Pro daný průměr drátu je dovolené napětí 920 MPa, takže materiál vyhovuje.

Dosedová délka pružiny je:

$$L_D = (z - 0,5) \cdot d_s = (19,5 - 0,5) \cdot 0,56 = 10,6 \text{ mm}. \quad (48)$$

Délka pružiny v stlačeném stavu je:

$$L_S = 1,05 \cdot L_D = 1,05 \cdot 10,6 = 11,2 \text{ mm}. \quad (49)$$

Volná délka pružiny je:

$$L_0 = L_S + y_s = 11,2 + 5 = 16,2 \text{ mm}. \quad (50)$$

Pružina bude vedena v pracovní dutině.

5.5 Pevnostní kontrola šroubů

Pro upevnění kotouče viskozní spojky k řemenici je použito šest šroubů M4 ČSN 02 1143.

Každý šroub je namáhán silou

$$F_{ns} = \frac{F_{ts}}{f_s} = \frac{M_{kv}}{f_s \cdot r_p \cdot n_p} = \frac{11,3}{0,017 \cdot 0,1 \cdot 6} = 1\,106 \text{ N}, \quad (51)$$

takže napětí v každém šroubu je

$$\begin{aligned} \sigma_s &= \frac{F_{ns}}{f_s} = \frac{M_{kv}}{f_s \cdot r_p \cdot n_p} = \\ &= \frac{11,3}{0,017 \cdot 0,1 \cdot 6} = 126 \text{ MPa}, \end{aligned} \quad (52)$$

což nepřekračuje dovolené napětí materiálu šroubů (130 MPa), takže toto spojení může být použito.

5.6 Pevnostní kontrola nýtů

Pro spojení obou desek kotouče s nábojem kotouče je použito osm nýtů $\phi 3$ mm ČSN 02 2330.

Síla zatěžující jeden nýt je

$$F_{tn} = \frac{M_{kv}}{r_n \cdot n_n} = \frac{11,3}{0,04 \cdot 8} = 35,25 \text{ N}. \quad (53)$$

Každý nýt bude namáhán na stříh napětím

$$\tau_s = \frac{4 \cdot F_{tn}}{i \cdot \pi \cdot d_n^2} = \frac{4 \cdot 35,25}{2 \cdot \pi \cdot 3^2} = 2,5 \text{ MPa} \quad (54)$$

a na otlačení tlakem

$$p_n = \frac{F_{tn}}{d_n \cdot s_n} = \frac{35,25}{3 \cdot 2} = 5,9 \text{ MPa.} \quad (55)$$

Dovolené napětí ve střihu se pro nýty pohybuje v rozmezí 136 až 200 MPa a dovolený tlak ve stykových plochách nýtu se součástí v rozmezí 340 až 400 MPa. Je tedy zřejmé, že použité nýty vyhovují. I když je tento spoj předimenzován, není vhodné použít menší počet nýtů, protože by mohlo dojít k porušení rovinnosti obou desek kotouče.

5.7 Pevnostní kontrola hřídele vodního čerpadla

Použitý hřídel vychází z původního řešení o. p. Liaz. Jeho vnější rozměry jsou shodné s původními nebo větší. Je však zeslaben otvorem pro ovládací tyčku.

Hřídel bude kontrolován v prostoru pod těsněním vodního čerpadla, kde je otvorem nejvíce zeslaben.

V tomto místě přenáší krouticí moment:

$$M_{kc} = \frac{30 \cdot P_c}{\pi \cdot n_h} = \frac{30 \cdot 3\,000}{\pi \cdot 3\,300} = 8,7 \text{ Nm.} \quad (56)$$

Napětí způsobené tímto momentem je:

$$\sigma_h = \frac{M_{kc}}{W_k} = \frac{16 \cdot M_{kc} \cdot D_n}{(D_n^4 - d_n^4)} = \frac{16 \cdot 8,7 \cdot 103}{(15,4^4 - 8^4)} = 13,1 \text{ MPa.} \quad (57)$$

Původní napětí v tomto místě u plného hřídele bylo

$$p_p = \frac{M_{kc}}{W_{kp}} = \frac{16 \cdot M_{kc}}{15,4^3} = 12,1 \text{ MPa}, \quad (58)$$

z čehož je patrné, že otvor v hřídeli nemá podstatný vliv na jeho pevnost.

6. EKONOMICKÉ POSOUZENÍ

Hlavním přínosem, který vznikne instalací viskozní spojky ventilátoru na motor M 1.2, je úspora pohonných hmot.

Při průměrné měrné spotřebě motoru 220 g.kWh^{-1} a při příkonu ventilátoru $3,9 \text{ kWh}$ je na hodinu jeho chodu potřeba

$$m_p = p_v \cdot m_p = 3,9 \cdot 220 = 860 \text{ g.kWh}^{-1}. \quad (59)$$

Při použití viskozní spojky by byl ventilátor v provozu, jak je uvedeno v /7/, asi 5% doby chodu motoru. To znamená, úsporu paliva

$$m_u = 0,95 \cdot m_p = 0,95 \cdot 860 = 815 \text{ g.h}^{-1}, \quad (60)$$

což je

$$V_h = \frac{m_u}{\rho} = \frac{815}{820} = 1 \text{ dm}^3 \cdot \text{h}^{-1}. \quad (61)$$

To znamená, že při průměrné rychlosti vozidla 40 km.h^{-1} je úspora motorové nafty $2,5 \text{ dm}^3$ na 100 km . Za dobu životnosti vozidla do generální opravy ($300\,000 \text{ km}$) je jedním vozidlem uspořeno $7\,500 \text{ dm}^3$ motorové nafty, což při přepočtu na cenu nafty $5,60 \text{ Kčs}$ za dm^3 činí $42\,000 \text{ Kčs}$.

Výrobní náklady této viskozní spojky lze pouze přibližně odhadnout, protože podstatnou měrou závisí na použi-

tém strojním vybavení a způsobu výroby, ale neměly by přesáhnout 1000 až 2000 Kčs.

Z tohoto posouzení je patrné, že použití spojky ventilátoru by znamenalo, vzhledem k počtu vozidel vybavených motorem M 1.2, značný ekonomický přínos.

7. ZÁVĚR

Při řešení viskozní spojky ventilátoru jsem byl nucen vypracovat konstrukční návrh spojky tak, aby vyhověl omezujícím faktorům daným především rozměry prostoru, do kterého bylo nutno spojku umístit. Tento prostor byl vytvořen změnou tvaru vrchní části skříně vodního čerpadla a řemenice.

Jedním z požadavků o. p. Liaz byla stejná poloha ventilátoru a shodné připevňovací rozměry vodního čerpadla a ventilátoru. Těmto požadavkům bylo vyhověno, navíc vodní čerpadlo má nejen shodné připevňovací rozměry k bloku motoru, ale zůstává shodná celá spodní část skříně vodního čerpadla (samostatný díl).

Průměr viskozní spojky je omezen lopatkami ventilátoru, do jejichž prostoru nesmí spojka zasahovat. Pro splnění tohoto požadavku bylo nutné použít spojku s dvojitým kotoučem, který je schopen i při menším průměru přenést dostatečný krouťací moment. I tak je pracovní mezera mezi kotoučem a stěnami pracovního prostoru poměrně malá (0,01 mm). To znamená, že ty rozměry dílů, které velikost mezery zajišťují musí být velmi přesné, což se projeví nepříznivě na výrobních nákladech spojky, ale v současné době není k dispozici silikonový olej pro náplň spojky, který by dovolil tuto mezeru zvětšit.

Pokud by bylo uvažováno o výrobě této spojky, bylo by nutné experimentálně ověřit délku ovládací tyčky tak, aby spojka spínala při vhodné teplotě chladicí kapaliny. Okamžik sepnutí spojky je dán vůlí mezi koncem ovládací tyčky a pružinou, která otvírá přepouštěcí otvor. Dále by bylo nutno experimentálně určit optimální velikost náplně spojky.

Kladem tohoto řešení viskozní spojky je, že tvoří spolu s vrchní částí skříně vodního čerpadla, oběžným kolem a

čidlem kompaktní celek, montovatelný na stávající motor M 1.2 bez úpravy motoru a ventilátoru a schopný montáže i na vozidla, která jsou již v provozu, bez jejich úprav.

Součástí diplomové práce je výrobní dokumentace viskozní spojky ventilátoru.

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- 1) Behr, Stuttgart, Visco-Lüfterkupplung
- 2) Čermák a kol.: Ventilátory, SNTL, Praha, 1974
- 3) Černoch: Strojně technická příručka, SNTL, Praha, 1968
- 4) Mackerle: Vzduchem chlazené vozidlové motory, SNTL, Praha, 1960
- 5) Maštovský: Hydromechanika, SNTL, Praha, 1964
- 6) LIAZ: Katalog náhradních dílů autobusu Karosa B 731
- 7) Poskočil: Viskozní spojka ventilátoru chlazení (Diplomová práce), Liberec 1987, VŠST Liberec, Fakulta strojní
- 8) Pustka: Konstrukční projekt, VŠST Liberec, Liberec, 1985
- 9) Schwaler: Chladicí ventilátor s termostaticky řízenou funkcí pro tichý vůz LIAZ (zpráva ÚVMV z54/83), Praha, 1983
- 10) Schwaler: Vypínací spojky chladicích ventilátorů (zpráva ÚVMV z2/83), Praha, 1982
- 11) Vrzal a kol.: Strojnické tabulky, SNTL, Praha, 1971

SEZNAM PŘÍLOH

Výkresy:	KSD - 184 - 1.00	Spojka I
	KSD - 184 - 2.00	Spojka II
	KSD - 184 - 3.00	Spojka III
	KSD - 184 - 4.00	Viskozní spojka
	KSD - 184 - 4.01	Skříň spojky
	KSD - 184 - 4.02	Mezistěna
	KSD - 184 - 4.03	Těleso spojky
	KSD - 184 - 4.04	Řemenice
	KSD - 184 - 4.05	Těleso vodního čerpadla
	KSD - 184 - 4.06	Oběžné kolo
	KSD - 184 - 4.07	Hřídel
	KSD - 184 - 4.08	Ovládací tyčka
	KSD - 184 - 4.09	Šroub čidla
	KSD - 184 - 4.10	Šroub tyčky
	KSD - 184 - 4.11	Náboj kotouče
	KSD - 184 - 4.12	Deska kotouče
	KSD - 184 - 4.13	Deska spojky
	KSD - 184 - 4.14	Kroužek
	KSD - 184 - 4.15	Zátka
	KSD - 184 - 4.16	Plochá pružina
	KSD - 184 - 4.17	Vratná pružina

1	TĚLESO	ODLITEK	42 2420	212	1
1	VÍKO	ODLITEK	42 2420	212	2
1	MEZISTĚNA	ODLITEK	42 2420	212	3
1	ŘEMENICE	ODLITEK	42 2420	212	4
1	TĚLESO VODNÍHO ČERPADLA	ODLITEK	42 2420	212	5
1	OBEŽNÉ KOLO	ODLITEK	42 2420	212	6
1	HŘÍDEL ČERP. KR 42-180	ČSN 42 5510.11	11 500.0	001	7
1	KOTOUČ P 10-175x175	ČSN 42 5310.22	11 378.1	-001	8
1	OVLÁDACÍ TYČKA KR 10-140	ČSN 42 5510.11	11 600.0	001	9
1	VRATNÁ PRUŽINA KR 1-150	ČSN 42 6450.30	12 072.7	002	10
1	PRUŽINA PLO 10x1-130	ČSN 42 5350.43	12 071.7	022	11
4	VÍČKO P 1-20x20	ČSN 42 5301.22	11 343.1	001	12
1	ŠROUB M6x12	ČSN 02 1181.11			13
6	ŠROUB M6x25	ČSN 02 1101.11			14
2	ŠROUB M4x8	ČSN 02 1101.11			15
6	ŠROUB M5x10	ČSN 02 1151.11			16
2	PODLČKA 4	ČSN 02 1740.01			17
6	PODLČKA 6	ČSN 02 1740.01			18
1	LOŽISKO 16 005	ČSN 02 4630			19
1	LOŽISKO 16 010 RS	ČSN 02 4630			20

WEIGEND *W. Weigend*

1:1

7.2.88

SPOJKA I

KSD-184-1.00

1	LOŽISKO 3 307 RS	ČSN 02 4666	21
1	LCŽISKO 6 006 RS	ČSN 02 4633	22
1	MATICE KM5	ČSN 02 3630	23
1	PODLOŽKA MB5	ČSN 02 3640	24
1	POJISTNÍ KROUŽEK 47	ČSN 02 2931	25
2	POJISTNÍ KROUŽEK 80	ČSN 02 2931	26
1	HLAVICE KM10x1	ČSN 02 7423	27
1	GUFERO 17x30x7	ČSN 02 9401.0	28
1	GUFERO 50x65x8	ČSN 02 9401.0	29
1	KROUŽEK 14x2	ČSN 02 9281.2	30
1	KROUŽEK 180x3	ČSN 02 9281.2	31
1	PERO 8x7x30	ČSN 02 2562	32
1	TĚSNĚNÍ AXIA	AB 17x35x16	33
1	ČIDLO WAHLER	TYP 3 056	34

WEIGEND

Klaus

1:1

7.2.88

SPOJKA I

KSD-184-1.00

1	TĚLESO	ODLITEK	42 2420	212	1
1	VÍKO	ODLITEK	42 2420	212	2
1	MEZISTĚNA	ODLITEK	42 2420	212	3
1	ŘEMENICE	ODLITEK	42 2420	212	4
1	TĚLESO VODNÍHO ČERPADLA	ODLITEK	42 2420	212	5
1	OBEŽNÉ KOLO ČERPADLA	ODLITEK	42 2420	212	6
1	HŘÍDEL KR 30-170	ČSN 42 5510.11	11 500.0	001	7
1	KOTOUČ P 10-175x175	ČSN 42 5310.11	11 378.1	001	8
1	OVLÁDACÍ TYČKA KR 10-170	ČSN 42 5510.11	11 600.0	001	9
1	ZÁTKA KR 55-40	ČSN 42 5510.11	11 500.0	001	10
1	PRUŽINA PLO 10x1-130	ČSN 42 5350.43	12 071.7	022	11
1	VRATNÁ PRUŽINA KR 1-150	ČSN 42 6450.30	12 072	002	12
1	ŘOŽICE P 2,5-280x280	ČSN 42 5301.1	11 373	001	13
6	LOPATKA P 2-75x185	ČSN 42 5301.1	11 500	001	14
1	ŘOŽICE P 2,5-280x280	ČSN 42 5301.1	11 373	001	15
1	KRYCÍ PLECH P 2-75x75	ČSN 42 5301.1	11 373	001	16
2	ŠROUB M4x8	ČSN 02 1101.11			17
6	ŠROUB M6x20	ČSN 02 1101.11			18
6	ŠROUB M5x10	ČSN 02 1151.11			19
1	MATICE M20	ČSN 02 1401.11			20

WEIGEND *Weigend*

1:1

7.2.88

SPOJKA II

KSD-184-2.00

2	PODLOŽKA 4	ČSN 02 1740.01	21
6	PODLOŽKA 6	ČSN 02 1740.01	22
1	PODLOŽKA 21	ČSN 02 1726.11	23
1	LOŽISKO 16 005	ČSN 02 4630	24
1	LOŽISKO 16 014 RS	ČSN 02 4630	25
1	LOŽISKO 3 305	ČSN 02 4666	26
1	LOŽISKO 6 205	ČSN 02 4636	27
1	POJISTNÝ KROUŽEK 47	ČSN 02 2931	28
1	POJISTNÝ KROUŽEK 70	ČSN 02 2930	29
1	POJISTNÝ KROUŽEK 110	ČSN 02 2931	30
1	POJISTNÝ KROUŽEK 62	ČSN 02 2931	31
1	HLAVICE KM10x1	ČSN 02 7423	32
1	GUFERO 70x90x13	ČSN 02 9401.0	33
1	GUFERO 17x35x10	ČSN 02 9401.0	34
1	KROUŽEK 14x2	ČSN 02 9281.2	35
1	KROUŽEK 180x3	ČSN 02 9281.2	36
1	PERO 6x6x20	ČSN 02 2562	37
1	TĚSNĚNÍ AXIA	AB 17x35x16	38
1	ČIDLO WAHLER	TYP 3 056	39

WEIGEND *Weigend*

1:1

7.2.88

SPOJKA II

KSD-184-2.00

1	TĚLESO	ODLITEK	42 2420	212	1
1	VÍKO	ODLITEK	42 2420	212	2
1	ŘEMENICE	ODLITEK	42 2420	212	3
1	TĚLESO VODNÍHO ČERPADLA	ODLITEK	42 2420	212	4
1	OBEŽNÉ KOLO	ODLITEK	24 2420	212	5
1	PŘESUVNÝ KROUŽEK	ODLITEK	42 2420	212	6
1	RAMÉNKO	ODLITEK	42 2420	212	7
1	RAMÉNKO	ODLITEK	42 2420	212	8
1	VIDLICE	ODLITEK	42 2420	212	9
1	HŘÍDEL KR 30-185	ČSN 42 5510.11	11 500.0	001	10
1	MEZISTĚNA P 8-200x200	ČSN 42 5310.22	11 378.1	001	11
1	KOTOUČ P 8-190x190	ČSN 42 5310.22	11 378.1	001	12
2	ČEP KR 10-25	ČSN 42 5510.11	11 400.0	001	13
1	ZÁTKA KR 55-35	ČSN 42 5510.11	11 500.0	001	14
1	MISKA P 1,5-170x170	ČSN 42 5301.1	11 373	001	15
1	PRUŽINA KR 1-350	ČSN 42 6450.30	12 072.7	002	16
1	KRYCÍ PLECH P 2-75x75	ČSN 42 5301.1	11 373	001	17
1	ČEP KR 10-25	ČSN 42 5510.11	11 500.0	001	18
1	RŮŽICE P 2,5-280x280	ČSN 42 5301.1	11 373	001	19
6	LOPATKA P 2-75x180	ČSN 42 5301.1	11 373	001	20

WEIGEND

Weigend

1:1

7. 2. 88

SPOJKA III

KSD-184-3.00

1	ROŽICE P 2,5-280x280	ČSN 42 5301.1	11 373	001	21
2	KLADKA KR 20-15	ČSN 64 3610	POLIAMID		22
1	POUZDRO TR 130x5-32	ČSN 42 8712.02	42 3046	341	23
6	ŠROUB M6x25	ČSN 02 1101.11			24
4	ŠROUB M4x15	ČSN 02 1101.11			25
6	ŠROUB M5x10	ČSN 02 1151.11			26
8	ŠROUB M4x25	ČSN 02 1131			27
1	MATICE M25	ČSN 02 1402.02			28
1	MATICE M8	ČSN 02 1401.02			29
2	PODLOŽKA 4	ČSN 02 1740.01			30
6	PODLOŽKA 6	ČSN 02 1740.01			31
1	PODLOŽKA 26	ČSN 02 1721			32
1	LOŽISKO 16 005	ČSN 02 4630			33
1	LOŽISKO 16 014 RS	ČSN 02 4630			34
1	LOŽISKO 3 305 RS	ČSN 02 4666			35
1	LOŽISKO 6 205	ČSN 20 4636			36
1	POJISTNÝ KROUŽEK 70	ČSN 02 2930			37
1	POJISTNÝ KROUŽEK 110	ČSN 02 2931			38
1	POJISTNÝ KROUŽEK 62	ČSN 02 2931			39
2	POJISTNÝ KROUŽEK 4	ČSN 02 2929.02			40

WEIGEND

W. Wiegand

1:1

7. 2.88

SPOJKA III

KSD-184-3.00

1	HLAVICE KM10x1	ČSN 02 7423	41
1	GUFERO 70x90x13	ČSN 02 9401.0	42
1	GUFERO 20x35x10	ČSN 02 9401.0	43
8	KROUŽEK 8x4	ČSN 02 9280.1	44
1	KROUŽEK 180x3	ČSN 02 9281.2	45
1	PERO 5x5x15	ČSN 02 2562	46
1	TĚSNĚNÍ AXIA	AB 17x35x16	47
1	ČIDLČ WAHLER	TYP 3 056	48

WEIGEND *Weigend*

1:1

7.2.88

SPOJKA III

KSD-184-3.00

1	SKŘÍŇ SPOJKY	ODLITEK	42 2420	212	KSP-184-4.01	1
1	MEZISTĚNA	ODLITEK	42 2420	212	KSP-184-4.02	2
1	TĚLESO SPOJKY	ODLITEK	42 2420	212	KSP-184-4.03	3
1	ŘEMENICE	ODLITEK	42 2420	212	KSP-184-4.04	4
1	TĚLESO VODNÍHO ČERPADLA	ODLITEK	42 2420	212	KSD-184-4.05	5
1	OBEŽNÉ KOLO	ODLITEK	42 2420	212	KSP-184-4.06	6
1	HŘÍDEL KR 35-180	ČSN 42 5510.11	11 500.1	001	KSD-184-4.07	7
1	OVLÁDACÍ TYČKA KR 10-180	ČSN 42 5510.11	11 500.1	001	KSP-184-4.08	8
1	ŠROUB ČIDLA KR 20-20	ČSN 42 5510.11	11 500.1	001	KSP-184-4.09	9
1	ŠROUB TYČKY KR 15-20	ČSN 42 5510.11	11 500.1	001	KSD-184-4.10	10
1	NÁBOJ KOTOUČE KR 100-30	ČSN 42 5510.11	11 500.1	001	KSP-184-4.11	11
2	DESKA KOTOUČE P 10-150x150	ČSN 42 5310.22	11 378.1	001	KSD-184-4.12	12
1	DESKA SPOJKY P 10-160x160	ČSN 42 5310.22	11 378.1	001	KSD-184-4.13	13
1	KROUŽEK KR 60-15	ČSN 42 5510.11	11 500.0	001	KSD-184-4.14	14
4	ZÁTKA KR 16-10	ČSN 42 7510.02	42 4201.0	812	KSP-184-4.15	15
1	PLOCHÁ PRUŽINA PLO 10x0,7-140	ČSN 42 5350.43	12 071.7	022	KSI-184-4.16	16
1	VRAVNÁ PRUŽINA KR 0,56-450	ČSN 42 6480.16	14 260.7 14 260.31033		KSD-184-4.17	17
1	LOŽISKO 6 004 P4	ČSN 02 4633				18
1	LOŽISKO 6 008 2RS	ČSN 02 4633				19
2	LOŽISKO 6 206 2RS	ČSN 02 4636				20

WEIGEND

Handwritten signature

2:1 -

19.3.88

VISKOZNÍ
SPOJKA

KSD-184-4.00

4

2

1	LOŽISKO 6 304 2RS	ČSN 02 4637	21
12	ŠROUB M4x25	ČSN 02 1143.52	22
4	ŠROUB M5x15	ČSN 02 1103.22	23
6	ŠROUB M4x12	ČSN 02 1143.52	24
2	ŠROUB M4x8	ČSN 02 1103.22	25
1	MATICE KM4	ČSN 02 3630	26
1	PODLOŽKA MB4	ČSN 02 3640	27
12	PODLOŽKA 4	ČSN 02 1702.2	28
1	PODLOŽKA 10	ČSN 02 1702.2	29
4	PODLOŽKA 5	ČSN 02 1740	30
2	PODLOŽKA 4	ČSN 02 1740	31
8	NÝT 3	ČSN 02 2320.1	32
1	PERC 5x5x30	ČSN 02 2562	33
1	ZÁTKA M10x1	ČSN 02 1915.12	34
1	POJISTNÝ KROUŽEK 62	ČSN 02 2931	35
1	POJISTNÝ KROUŽEK 40	ČSN 02 2930	36
1	POJISTNÝ KROUŽEK 20	ČSN 02 2930	37
1	GUFERO 40x52x7	ČSN 02 9401.3	38
1	KRCUŽEK 150x3	ČSN 02 9281.2	39
1	KRCUŽEK 18x2	ČSN 02 9281.2	40

WEIGEND *Wigand*

2:1

19.3.88

VISKOZNÍ
SPOJKA

KSD-184-4.00

1	TĚSNĚNÍ AXIA	AB 17x35x16	41
1	ČIDLO THOMSON-BEHR	X4. 307	42
	ALDURIT V100		43
	LOCITE 242		44

WEIGEND

Weigend

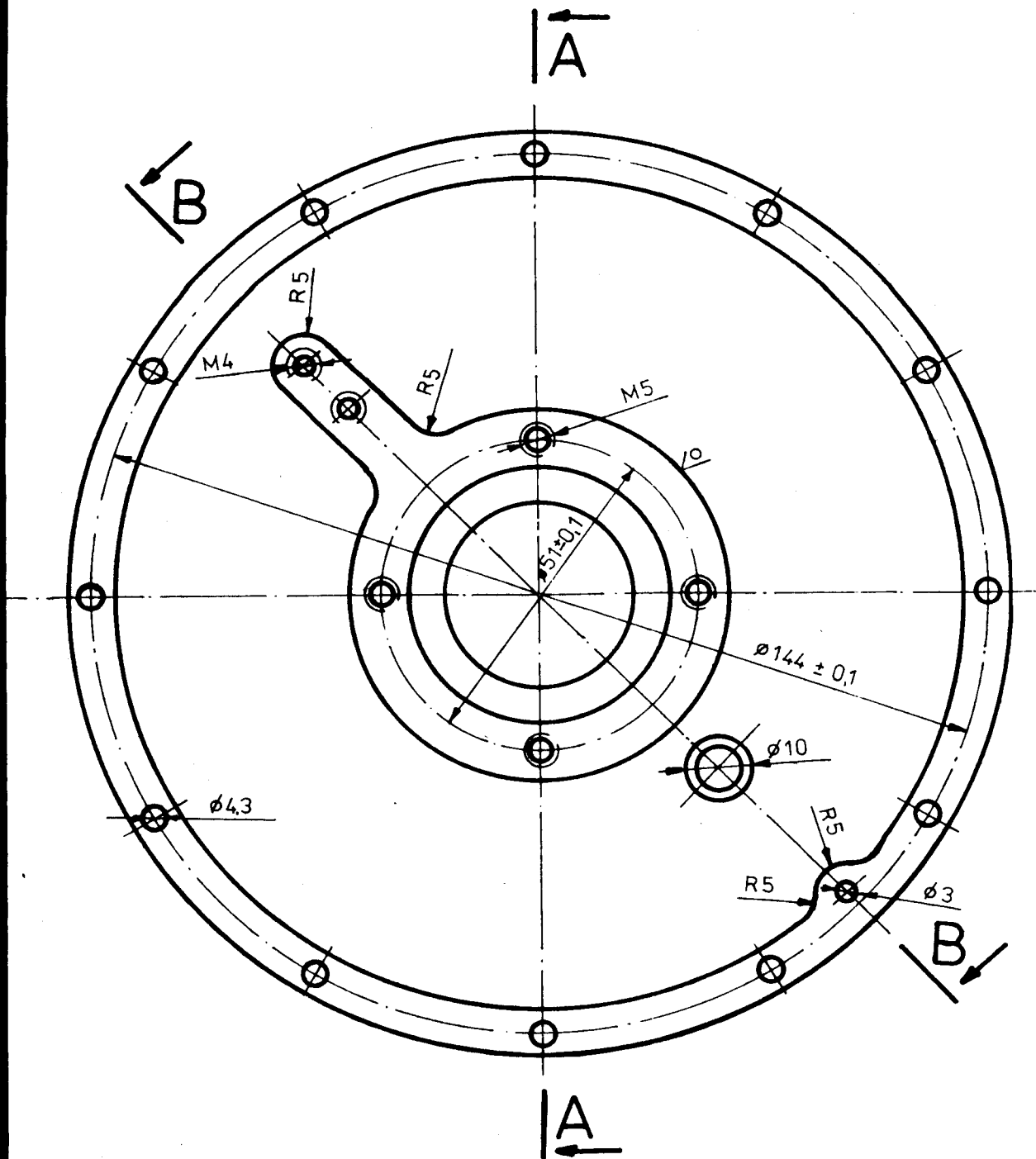
2:1

19.3.88

VISKOZNÍ
SPOJKA

KSD-184-4.00

6.3/16/3.2/0/



42 24 20
ODLITEK

212

1:1

WEIGEND

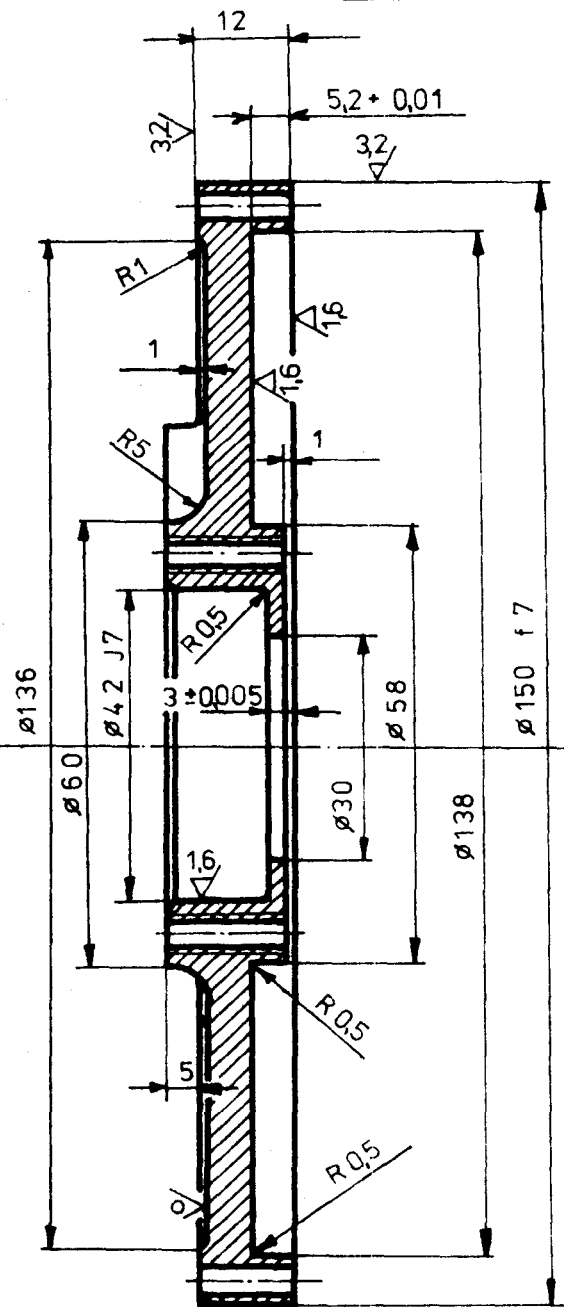
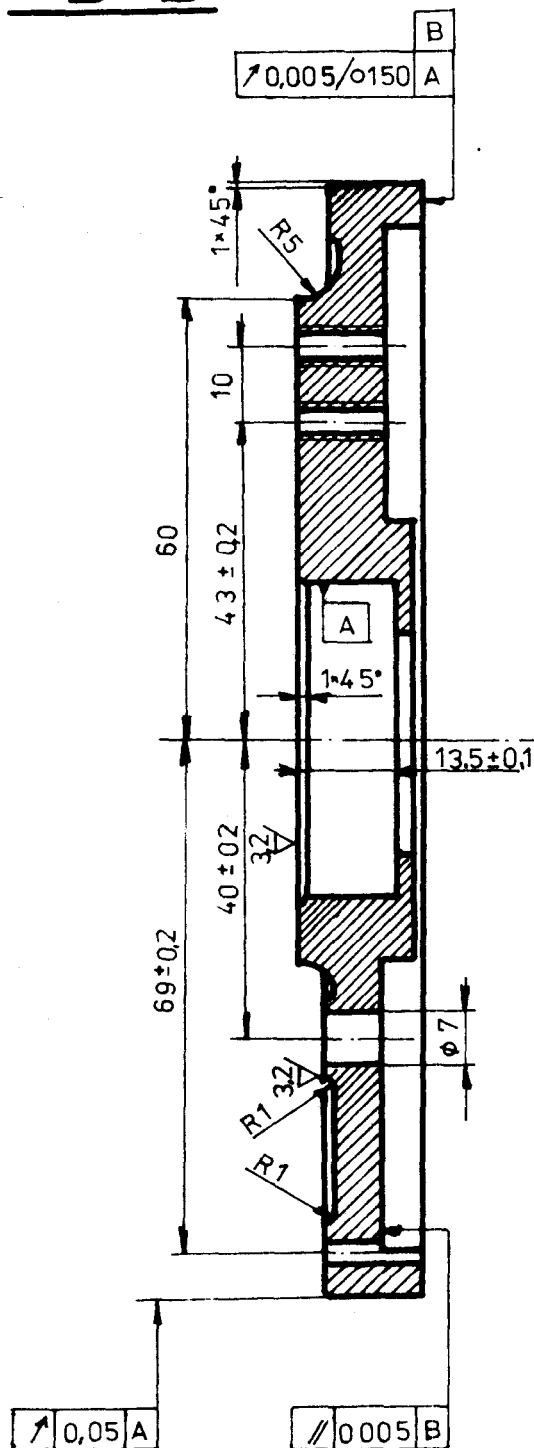
KSD-184-4.00

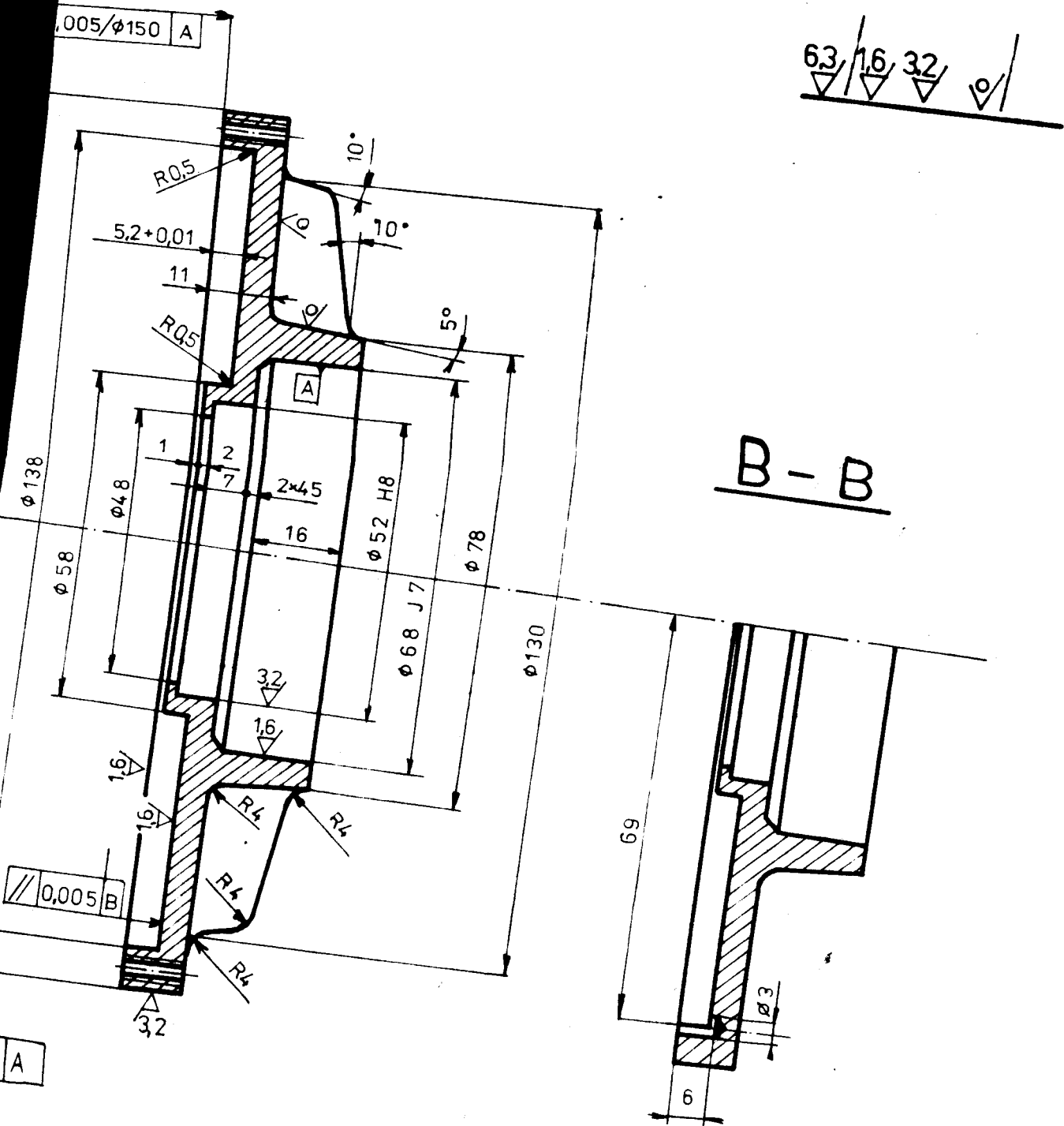
MEZISTĚNA

KSD-184-4.02

○B-B

A-A





42 2420
ODLITEK
WEIGEND

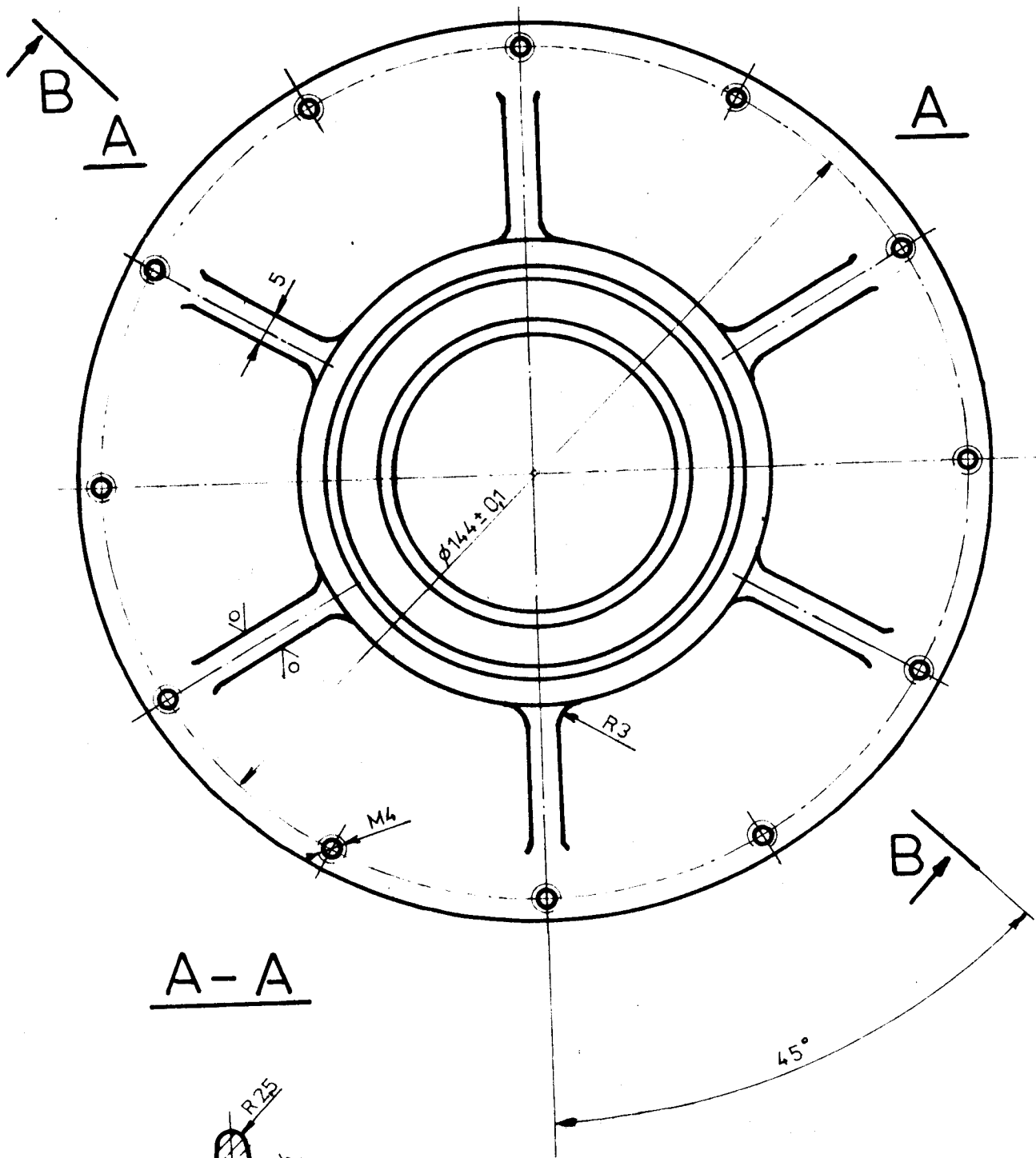
212

1:1

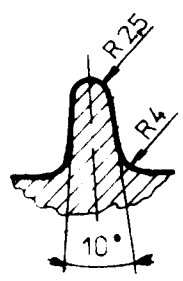
KSD-184-4.00

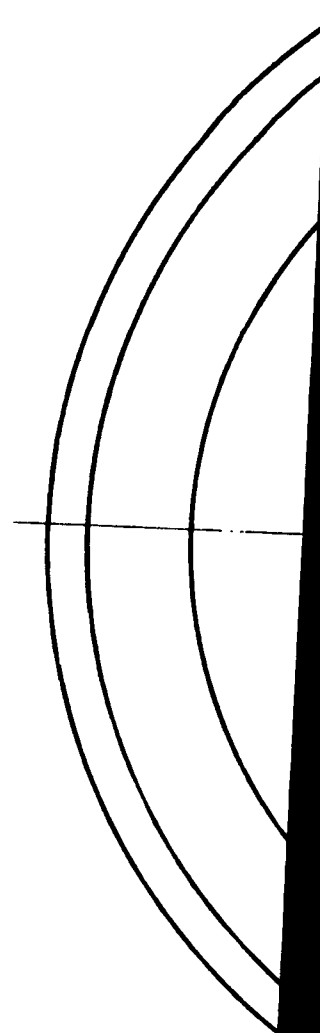
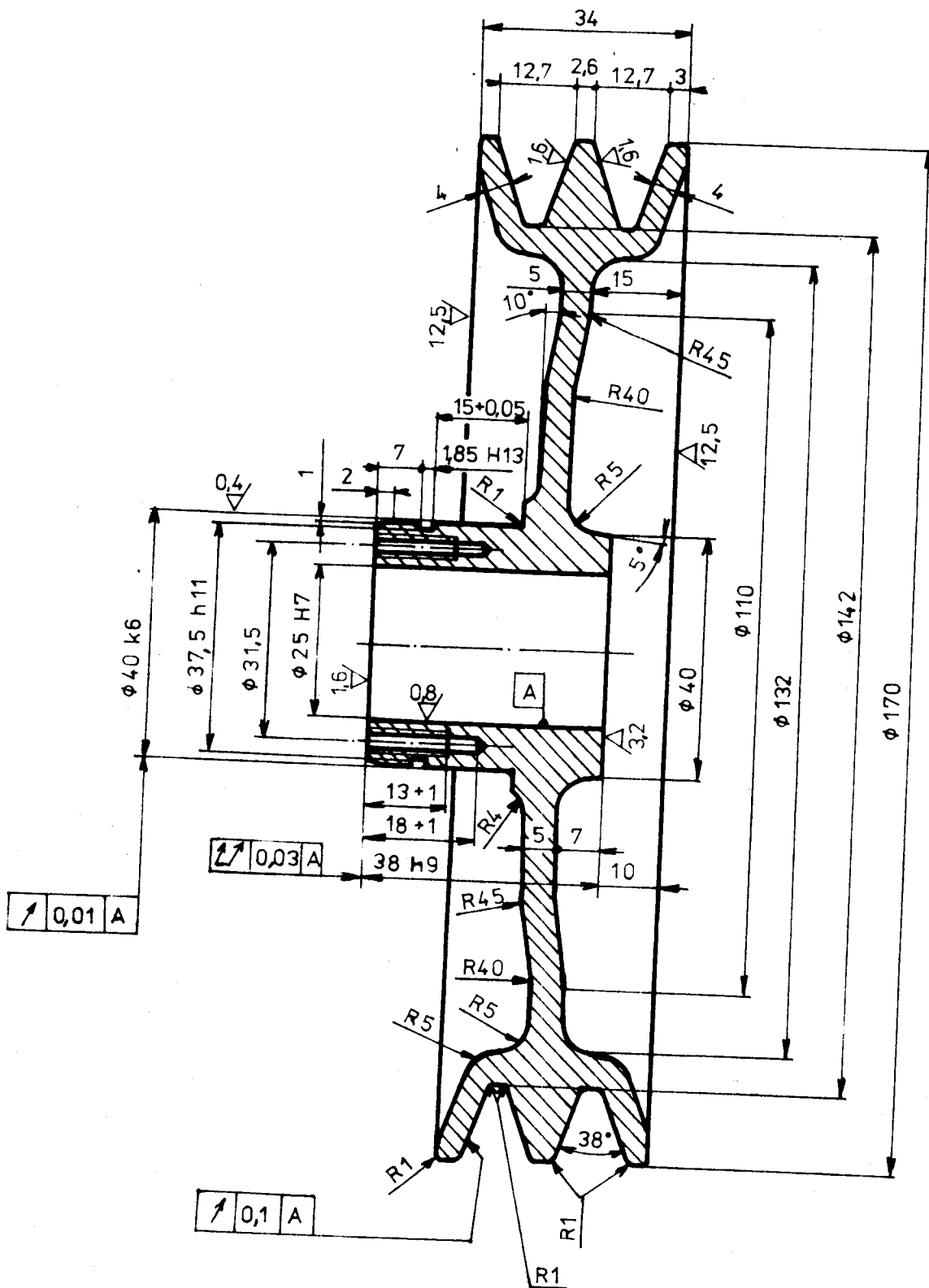
TĚLESO SPOJKY KSD-184-4.03

B
/

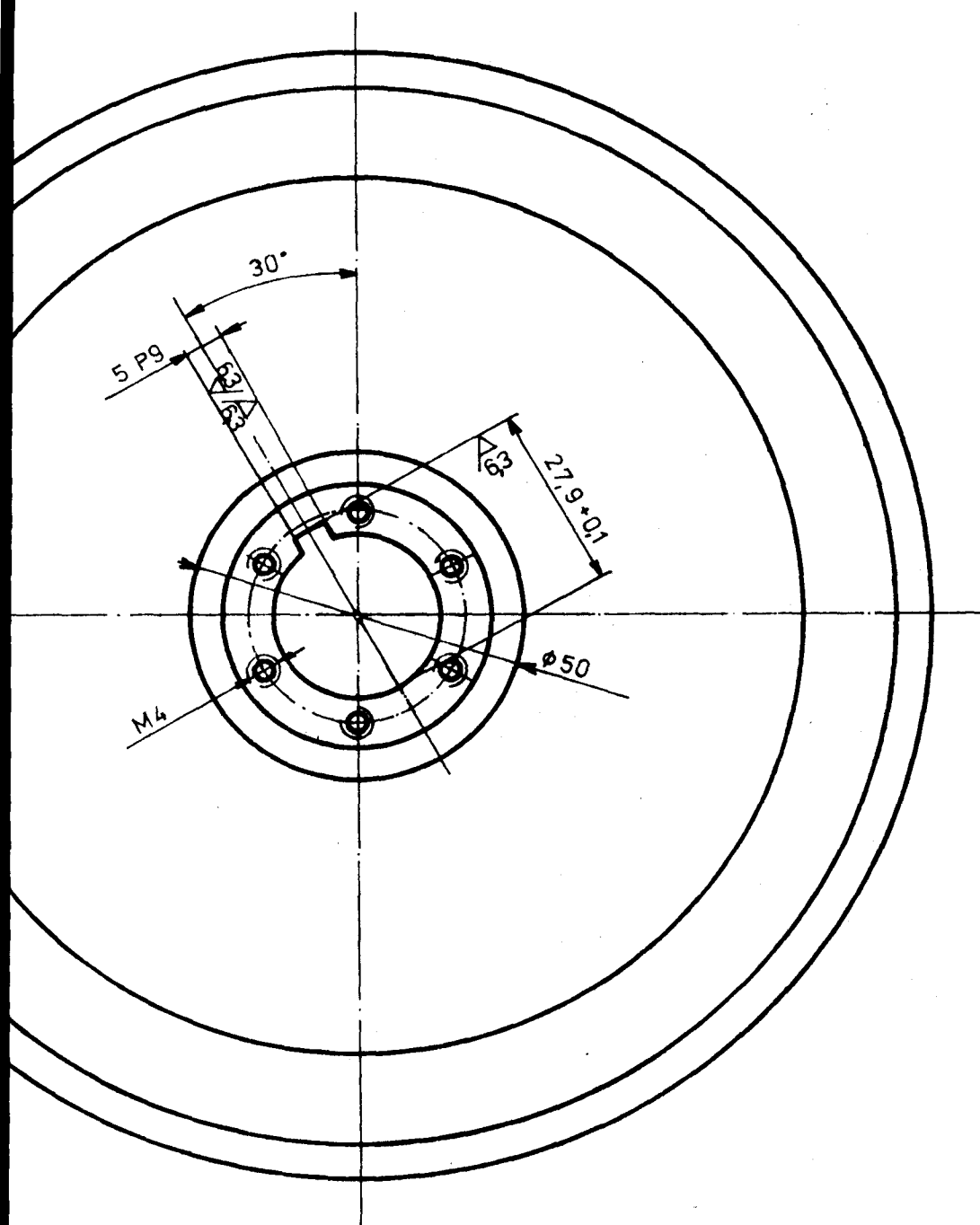


A - A





▽ / 0.4 / 0.8 / 1.6 / 3.2 / 6.3 / 12.5 /



42 24 20
ODLITEK

212

1:1

WEIGEND

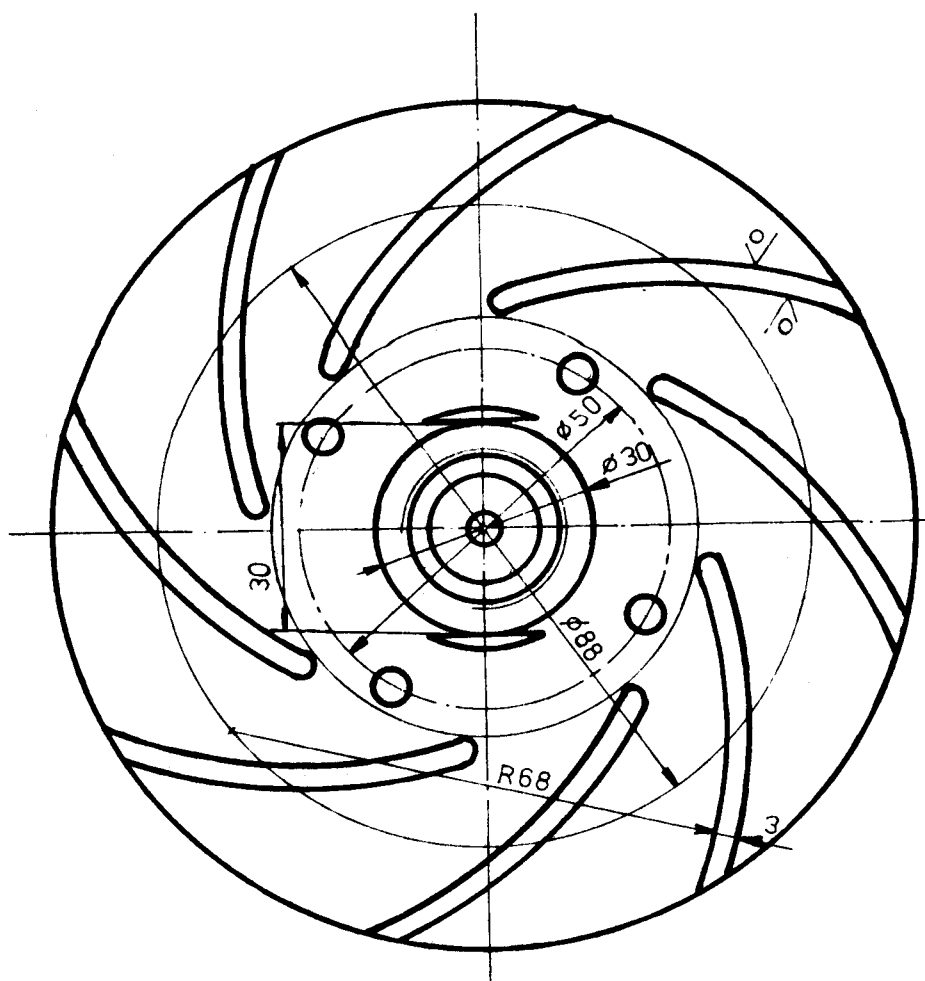
KSD-184-4.00

ŘEMENICE

KSD-184-4.04

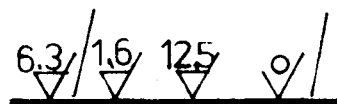
30°

32



Technical drawing of a mechanical part. The drawing shows a cross-section of a part with a semi-circular feature. The dimensions are: 3 (width of the semi-circular feature), R 15 (radius of the semi-circular feature), and Ø 16,5 (diameter of the hole). The part is shown in a cross-section view with hatching.

Technical drawing of a mechanical part showing a cross-section. The drawing includes dimensions: a width of 3, a height of 20.5, and a radius of R15. The part is shown in a cross-sectional view with hatching on the left side.

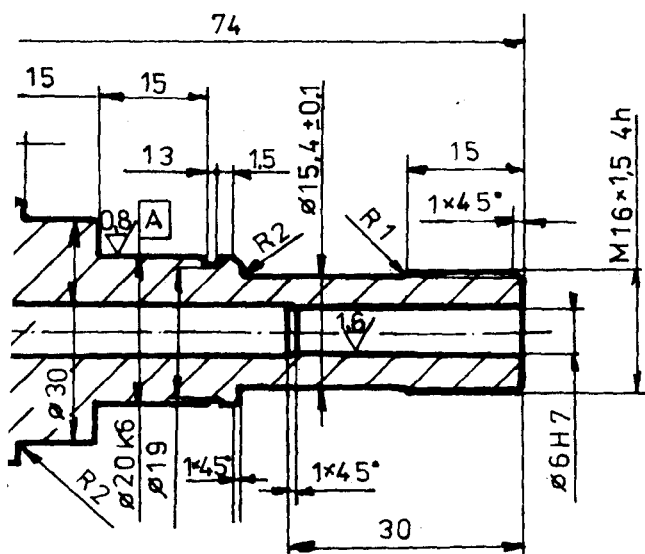


21

KSD-184-4.00

KSD-184-4.06

6.3/0.8 16.0/



11 5001 001
 Ø35-180 ČSN 42 5510.11

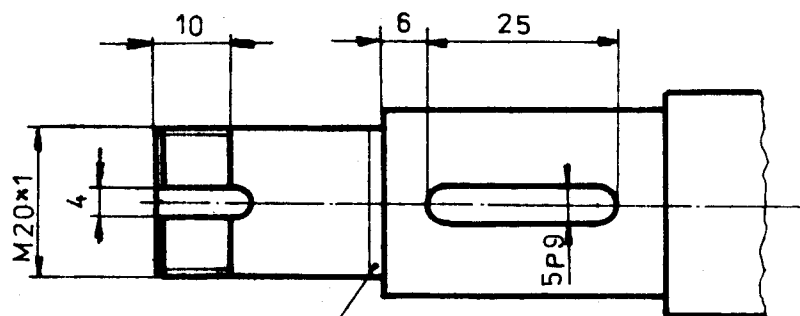
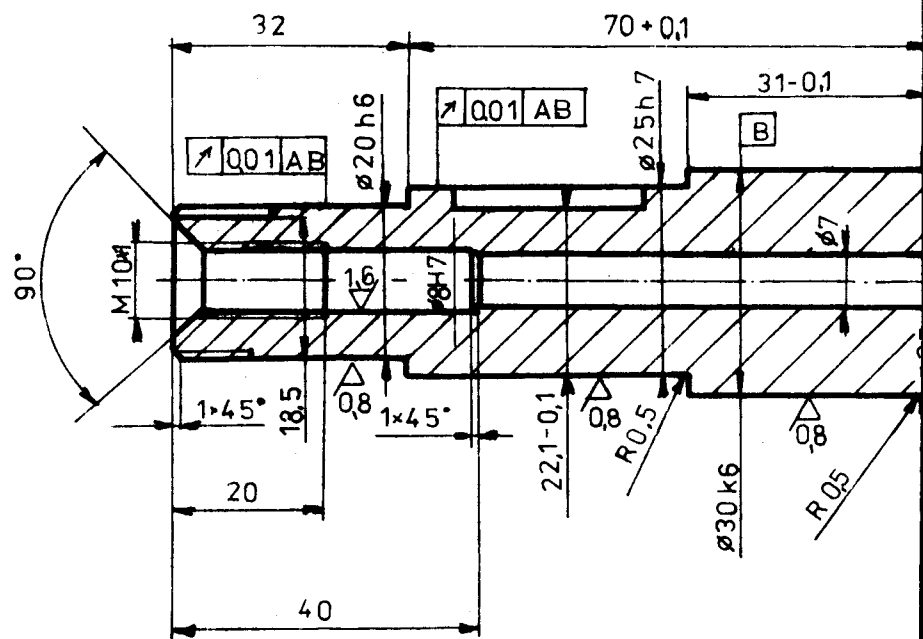
WEIGEND

1:1

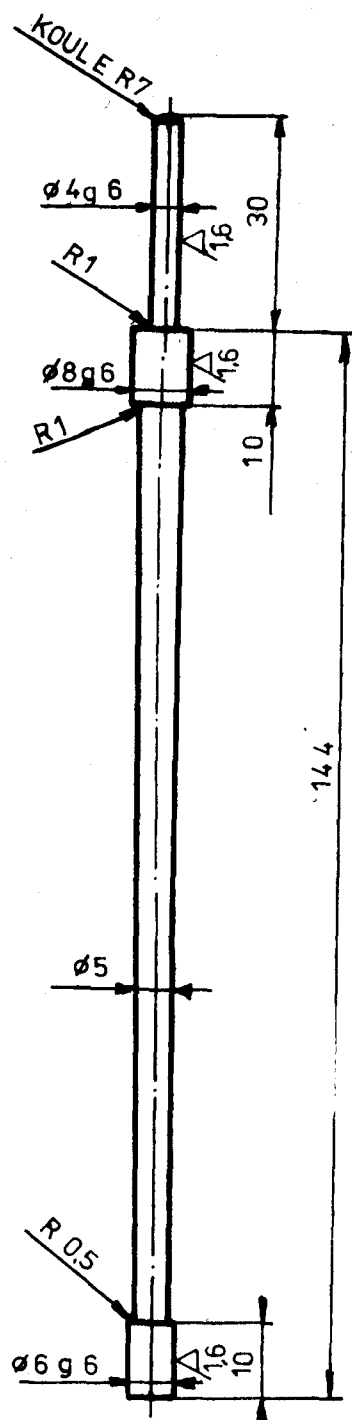
KSD-184-4.00

HŘIDEL

KSD-184-4.07



F 2/02 ČSN 01 4960



6.3 / 1.6 /

11500.1
 $\phi 10-180$ ČSN 42 5510.11

001

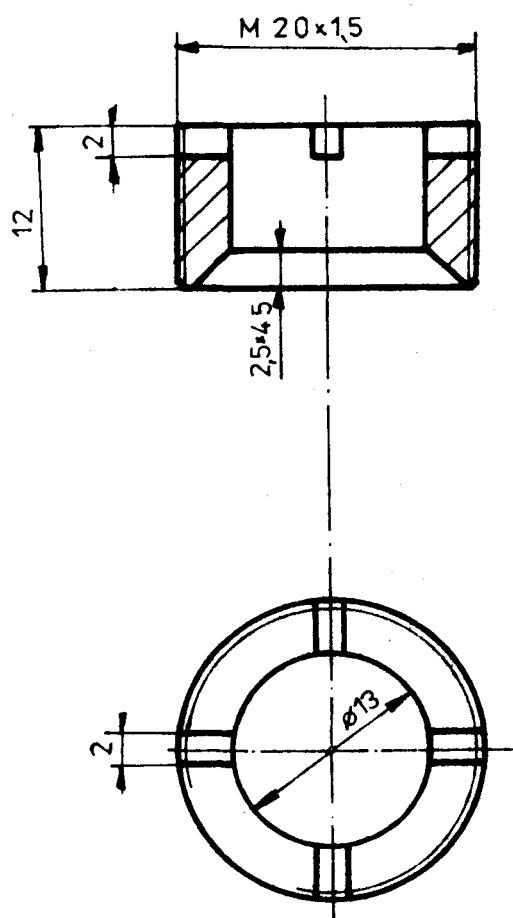
1:1

WEIGEND

KSD-184-4.00

OVL. TYČKA

KSD-184-4.08



11 500.1
Ø30-20 ČSN 42 5510.11

001

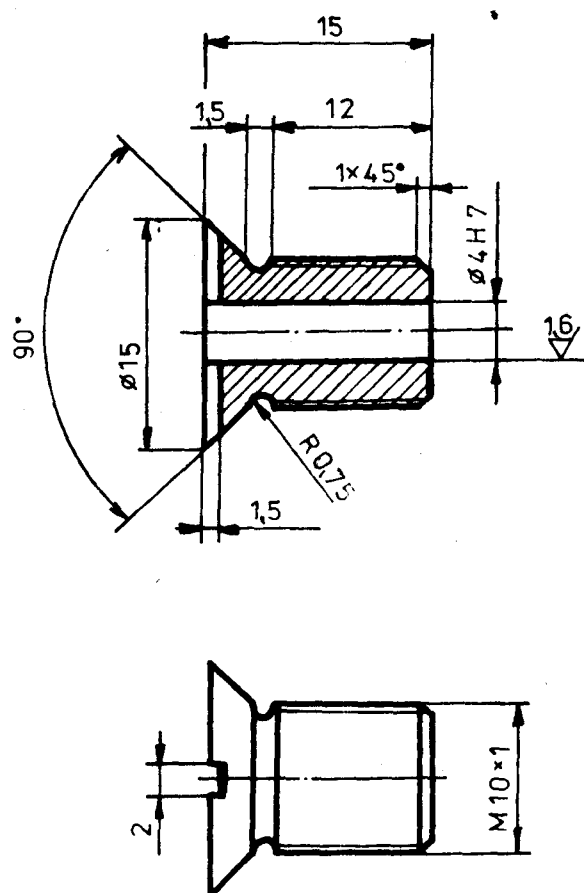
2:1

WEIGEND

KSD-184-4.00

ŠROUB ČIDLA

KSD-184-4.09



6.3 / 16 /

11 500.1
 Ø15-20 ČSN 42 5510.11

001

2:1

WEIGEND

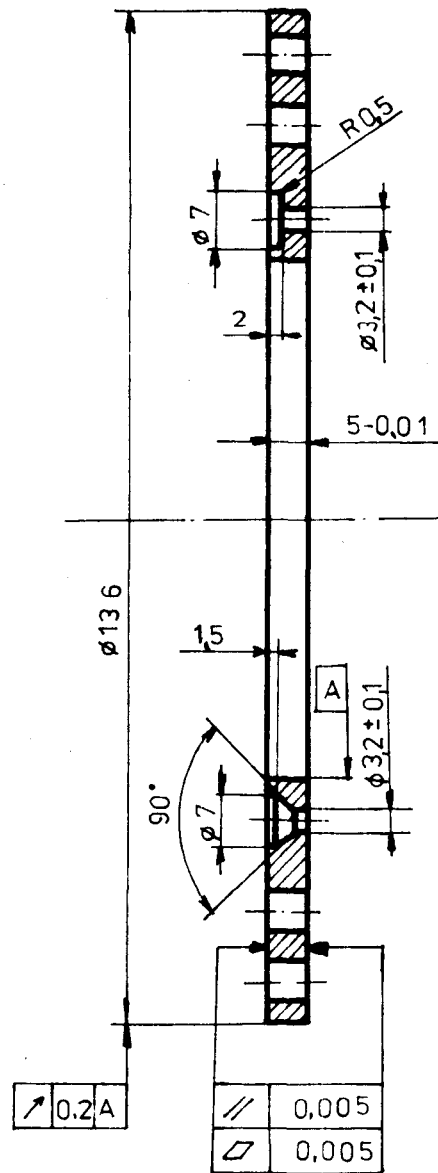
KSD-184-4.00

ŠROUB TYČKY

KSD-184-4.10

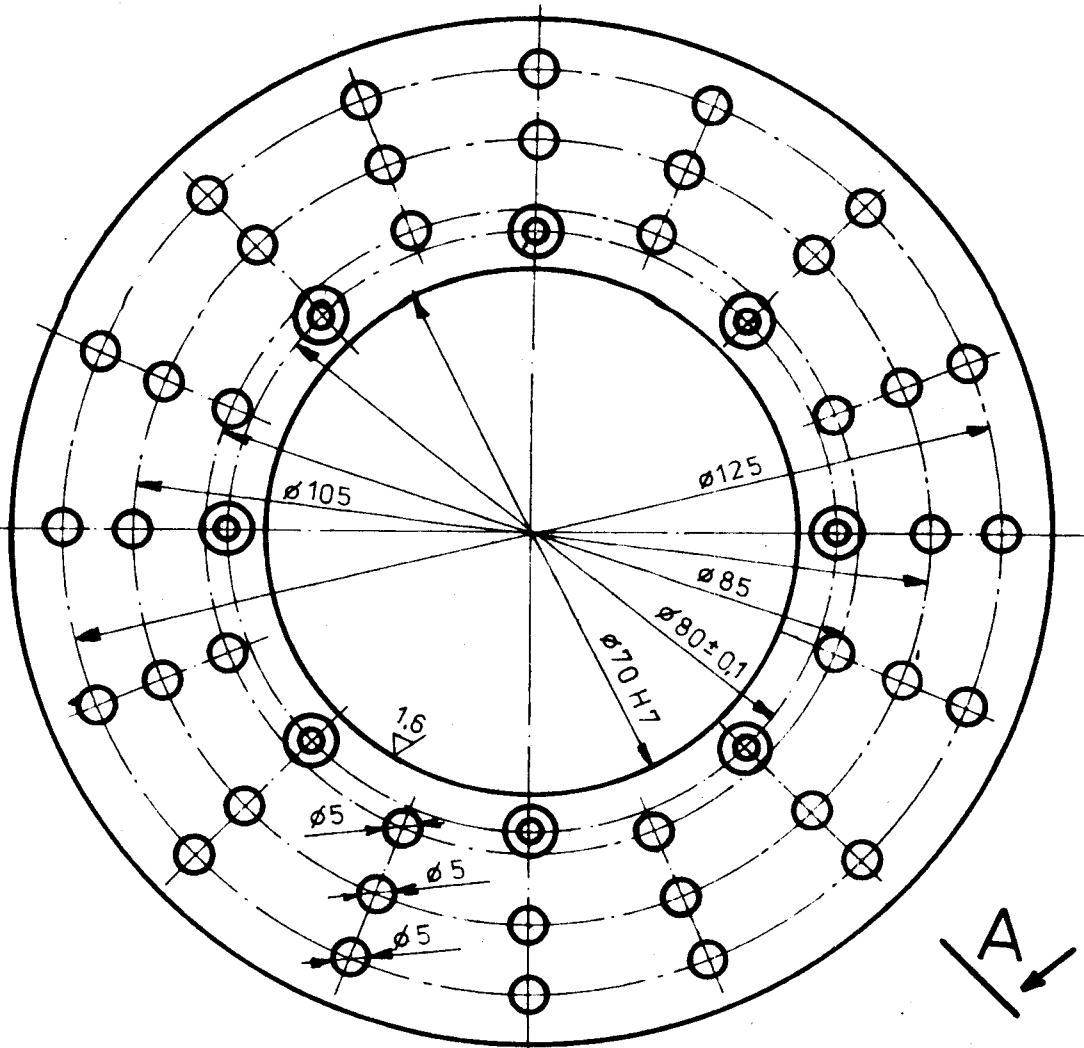
NÁBOJ KOTOUČE KSD-184-4.11

A - A



←
A

6.3 / 1.6 /



11 378.1 001
+ 10 - 150 x 150 ČSN 42 5310.22

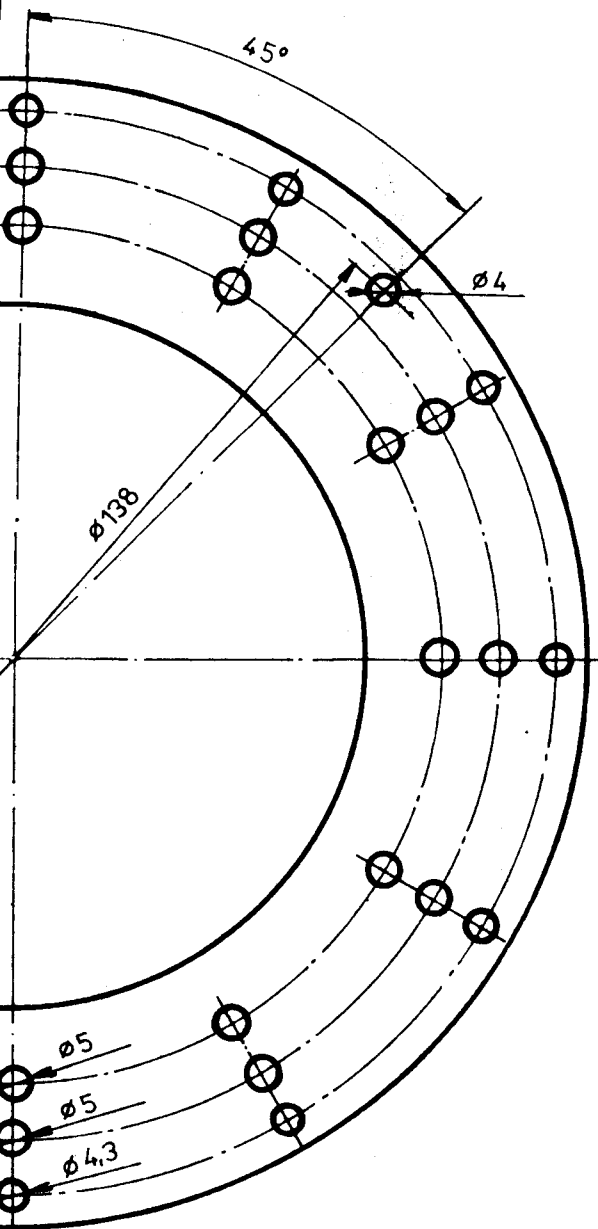
WEIGEND

1:1

KSD-184-400

DESKA KOTOUČE KSD-184-4.12

6.3 / 1.6 / 3.2 /



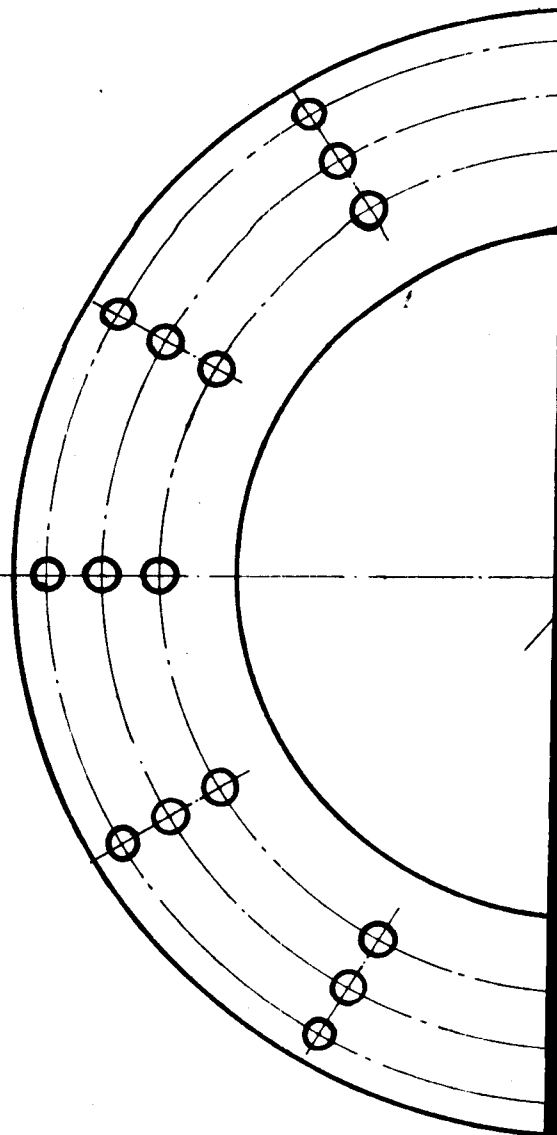
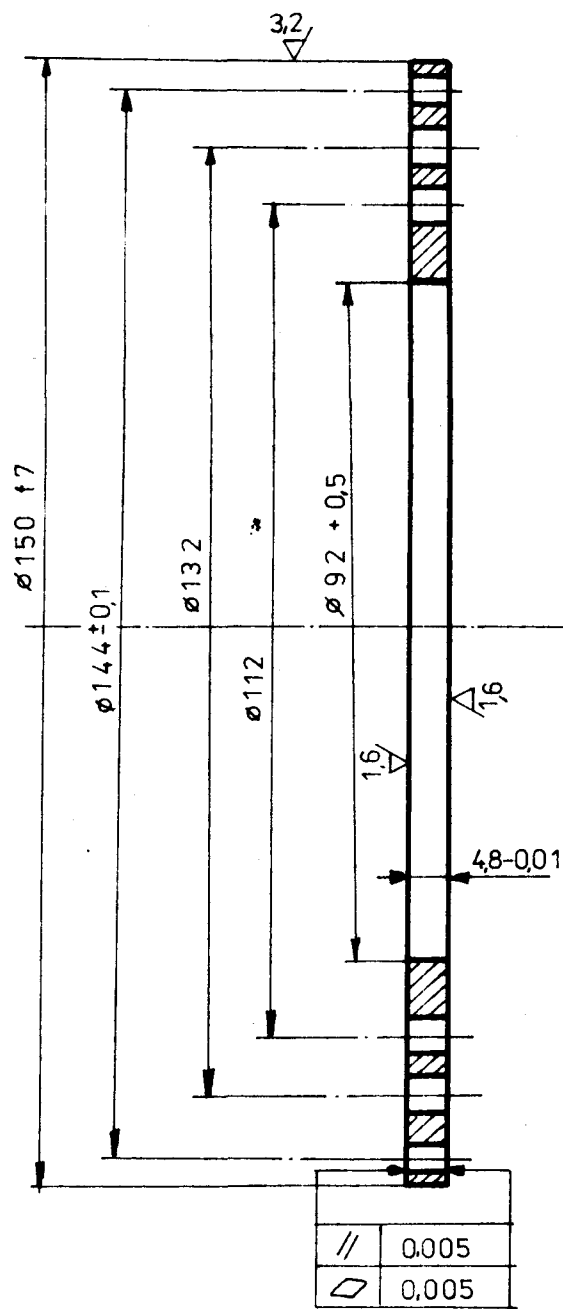
11 378.1 001
+10-160×160 ČSN 42 5310.22

WEIGEND

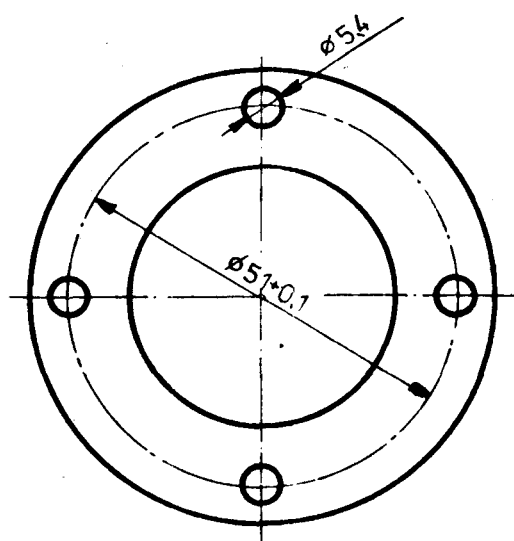
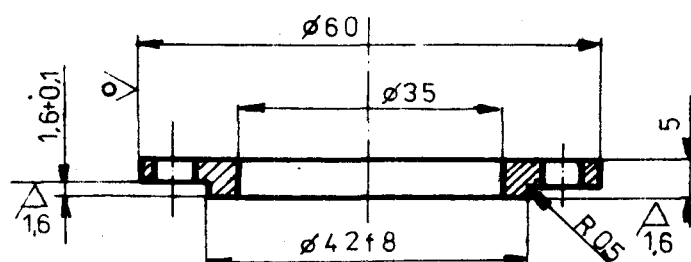
1:1

KSD-184-4.00

DESKA SPOJKY KSD-184-4.13



6.3/1.6, 0/1



11 500.0
 $\varnothing 60-15$ ČSN 42 5510.11

001

1:1

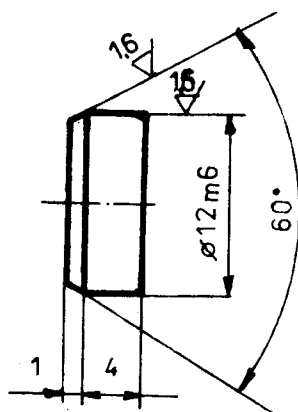
WEIGEND

KSD-184-400

KROUŽEK

KSD-184-4.14

125 / 1,6 /



42 42010
 $\varnothing 16-10$ ČSN 42 7510.02

812

2:1

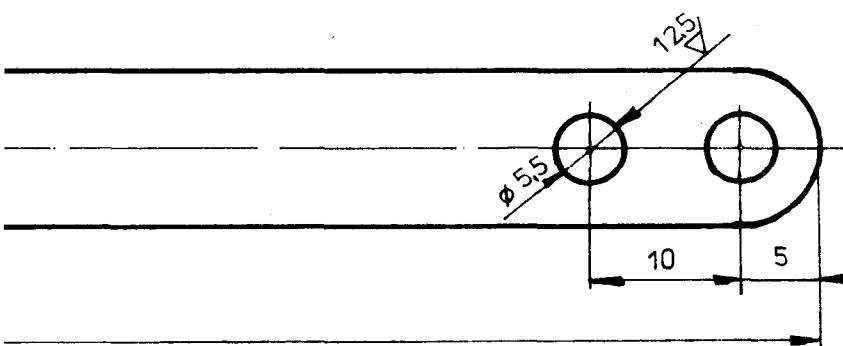
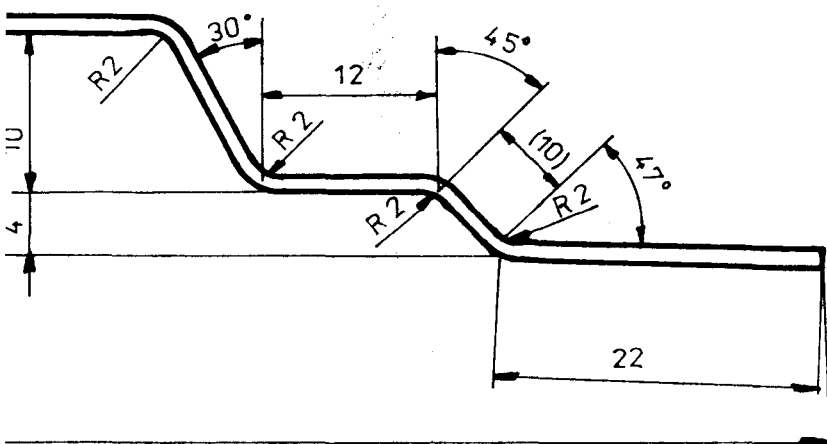
WEIGEND

KSD-184-400

ZÁTKA

KSD-184-4.15

o 12,5



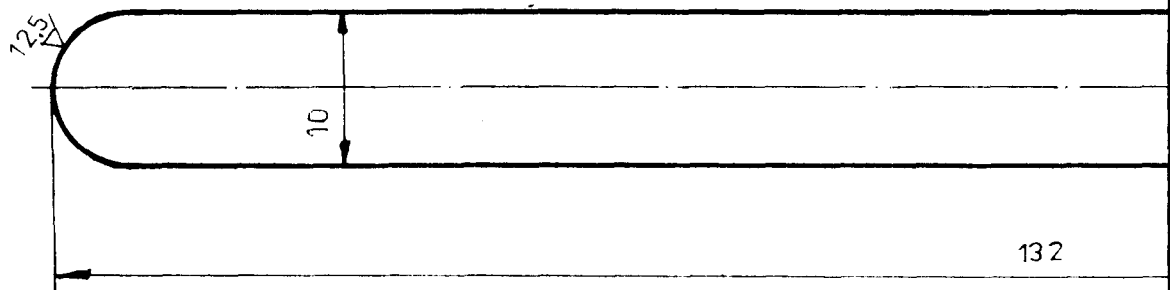
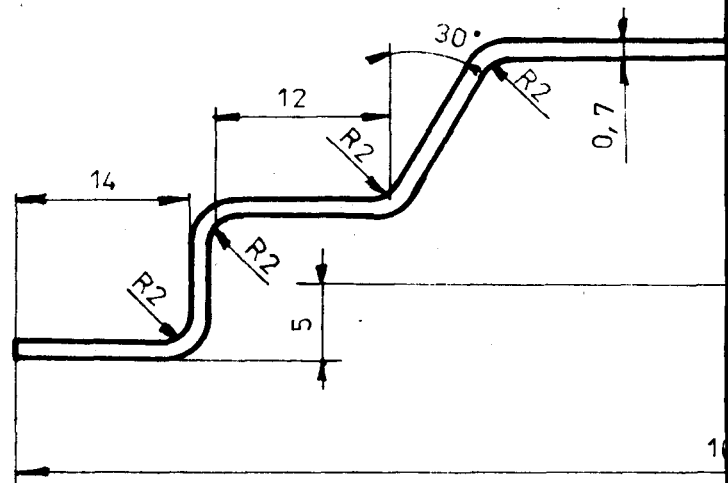
12 071.7 022
10x0.7-140 ČSN 42 5350.43

WEIGEND

2:1

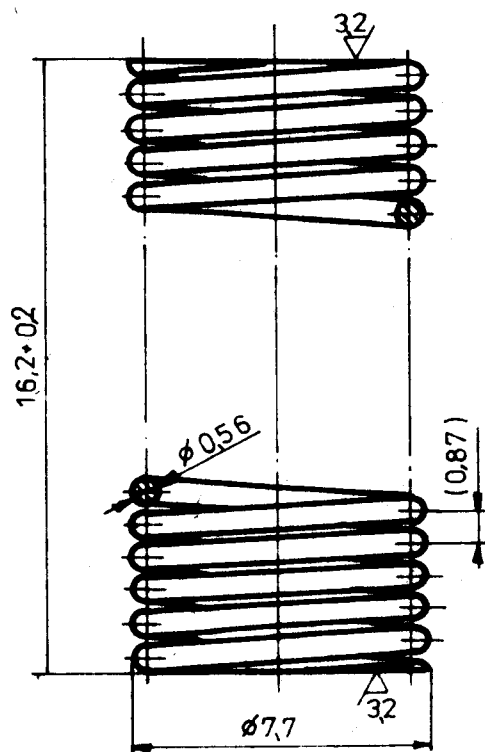
KSD-184-4.00

PLOCHÁ PRUŽ. KSD-184-4.16



0/32/

POČET ČINNÝCH ZÁVITŮ	18
CELKOVÝ POČET ZÁVITŮ	19,5
SMYSL VINUTÍ	PRAVÝ



14 260.7
 Ø0,56-450 ČSN 42 64 80.16

033

5:1

WEIGEND

KSD-184-4,00

VRATNÁ PRUŽINA KSD-184-4.17