

DIPLOMOVÝ ÚKOL

pro **Milan B o r ů v k a**obor **23-34-8 Výrobní stroje a zař., balicí a polygrafické stroje**

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

Název tématu: **Vlnový třecí převod**

Pokyny pro vypracování:

V posledních letech se začaly používat ozubené vlnové převody, jejichž předností je, že může být docíleno velkých převodových poměrů v jediném stupni. Takový experimentální ozubený převod byl řešen a realizován na katedře částí strojů. Vlnový převod může principiálně pracovat také jako třecí a je všeobecně používán tam, kde nezáleží na skluzu

Navrhněte pokusný vlnový převod k ověření poměru geometrických, silových a převodových. Při návrhu vycházejte z realizovaného ozubeného vlnového převodu.

Proveďte:

1. Návrh uspořádání převodu
2. Volbu materiálu třecí dvojice
3. Pevnostní kontrolu hlavních součástí

Autorské právo se řídí ustanovení MKV. pro státní závěrečné zkoušky č. j. 21 727/62-III/2 ze dne 13. července 1962-Věstník MŠK VIII, část 24 ze dne 31. 8. 1962 č. 15 a úředně zveřejněno č. 126/62 Sb.

V 102/1978 ⁹

VYSOKÁ ŠKOLA STROJNÍ A TEXTILNÍ
Ústřední knihovna
LIBEREC 1, S TŘEŠTICKÁ 5
P.Š.Č. 461 17

Rozsah grafických laboratorních prací: **Výkres sestavení a výrobní dokumentace**

Rozsah průvodní zprávy: **cca 30 stran**

Seznam odborné literatury:

Velkov, D.P.: Volnový je zubčatýe předači, Izd. Technika, Kijev 1976
Petrželka, P.: Vinový pohon (diplomová práce), VŠST Liberec 1977

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Štěpán Beneš, CSc**

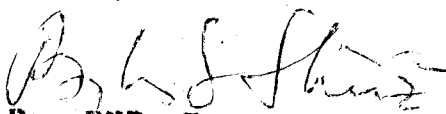
Konsultanti: **Ing. L. Prášíl**

Datum zahájení diplomové práce: **10.10.1977**

Datum odevzdání diplomové práce: **20.5.1978**




Doc. Ing. Oldř. Krejčíř, CSc
Vedoucí katedry


Doc. RNDr. Bohuslav Stříž, CSc
Děkan

v Liberci dne 10.10. 1977

V Š S T L I B E R E C

Fakulta strojní

Obor 23-34-8

Konstrukce výrobních strojů a zařízení

Zaměření balicí a polygrafické stroje

Katedra částí strojů

V L N O V Ý T Ř E C Í P Ř E V O D

Jméno autora: Milan Borůvka

Vedoucí práce: Ing. Štěpán Beneš, CSc

Konzultant: Ing. Ludvík Prášil

Číslo práce: DP-VS-BP 093/78

Rozsah práce a příloh

Počet stran: 31

Počet obrázků: 5

Počet výkresů: 14

DT: 621.833.7

Datum: 19. 5. 1978

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

Milan Borinka

V Liberci dne 19. května 1978

Obsah

Úvod	str. 6
1.0. Teorie vlnového převodu	8
1.1. Princip	8
1.2. Převodový poměr	10
2.0. Zvláštnosti vlnových třecích převodů	13
2.1. Skluzy a převodový poměr	13
2.2. Problém volby materiálu	15
3.0. Pokusný vlnový převod	17
3.1. Konstrukční řešení	17
3.2. Návrh hlavních parametrů	19
3.3. Převodový poměr	19
3.4. Sílové poměry	21
3.5. Pevnostní kontrola	26
Závěr	29
Literatura	30
Seznam příloh	31

Přehled označení

- C - dynamická únosnost
- d - průměr
- e - excentricita
- f - součinitel tření
- F - plocha
- i - převodový poměr
- L_h - životnost
- Mk - kroutící moment
- n - otáčky
- N - normální síla
- o - obvod kola
- p - měrný tlak
- P - výkon
- r - poloměr
- R - výsledná reakce
- S - průřez
- T - tečná síla
- δ - deformace
- λ - zaboření
- φ - natočení reakce
- ω - úhlová frekvence

Indexy

- g - generátor
- k - kulička
- L - ložisko
- p - pružné kolo

t - tuhé kolo
x - kolík
z - zub spojky
1 - vstup
2 - výstup

Úvod

Pro přenos mechanické energie mezi hnacím a pracovním ústrojím se dnes nejčastěji používá kromě ozubených převodů také převodů třecích. Jejich rozměry, hmotnost a výrobní složitost do značné míry ovlivňují kvalitu stroje i jeho cenu. Důležitý je požadavek vysoké účinnosti, který má rozhodující význam zejména v současné době, kdy je nejen v našem národním hospodářství, ale také na celém světě nedostatek energie. Z těchto důvodů se věnuje značná pozornost konstrukčnímu zdokonalování všech druhů převodů, hledají se nové konstrukční materiály i nové progresivní technologie. Velká pozornost se věnuje také výzkumu a vývoji převodů nových typů.

K novým a perspektivním typům patří tzv. převody vlnové. Na rozdíl od klasického ozubeného převodu je jedno z kol poddajné a během záběru se pružně deformuje. Známějšími se staly tyto převody teprve nedávno, zejména potom, co Masser v roce 1958 dostal v USA patent na vlnový reduktor. V průběhu dalších let se průmyslově nejvýspělejší státy výzkumem a vývojem vlnových převodů zabývaly velmi intenzivně. Svědčí o tom nejen řada udělených patentů, které se týkají konstrukce i výroby, ale také některé teoretické práce, zejména autorů sovětských. Postupně byly zdokonaleny natolik, že jsou již seriově vyráběny, využívány v průmyslové praxi.

Vlnový převod je v podstatě diferenciál, který může být používán též jako převod planetový nebo jako předloha. Umožňuje docílit neobyčejně vysokého převodového

oměru a přenosu velkých kroutících momentů, při účinnosti v mezích 85 - 95 %. Ve srovnání s klasickými převody těchto výkonů je jeho hmotnost jen 10 až 20 %. Umožňuje přenos mechanické energie mezi dvěma prostředími vzájemně hermeticky oddělenými kompaktní stěnou. Tato vyjmečná vlastnost dává širokou možnost uplatnění nejen ve všeobecném strojírenství, ale také v chemickém průmyslu, v oblasti využití atomové energie i v kosmonautice. Na druhé straně vyžadují vlnové převody kvalitní materiály a jsou velmi náročné výrobně.

U nás se začal vývojem vlnových převodů zabývat Zkušební výzkumný ústav letecký ve spolupráci s Výzkumným ústavem obráběcích strojů. Ozubený vlnový převod byl také experimentálně řešen v práci /1/ a realizován na katedře částí strojů VŠST Liberec.

V diplomové práci je věnována pozornost speciálně třecímu vlnovému převodu z hlediska uspořádání převodu, volby materiálu třecí dvojice a pevnostní kontroly hlavních součástí. Je předloženo původní konstrukční řešení, které je výrobně realizováno katedrou částí strojů ve spolupráci s vývojovými dílnami Vysoké školy strojní a textilní v Liberci.

1.0. Teorie vlnového převodu

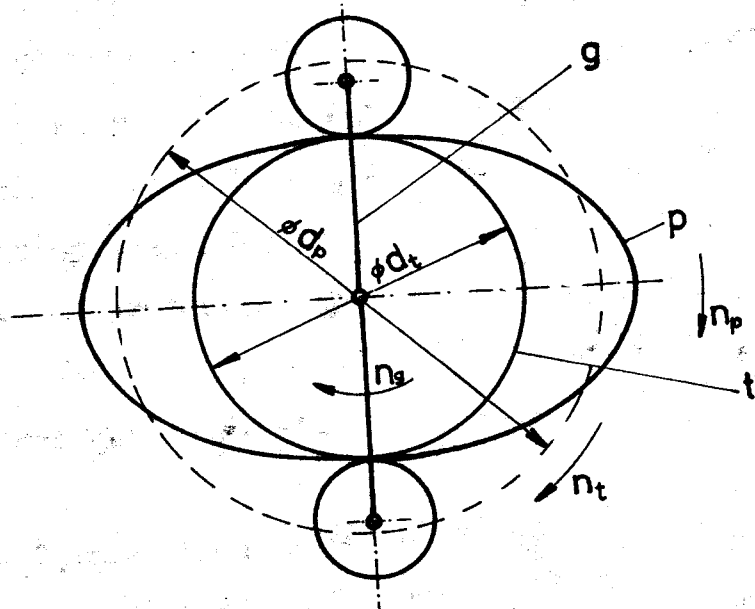
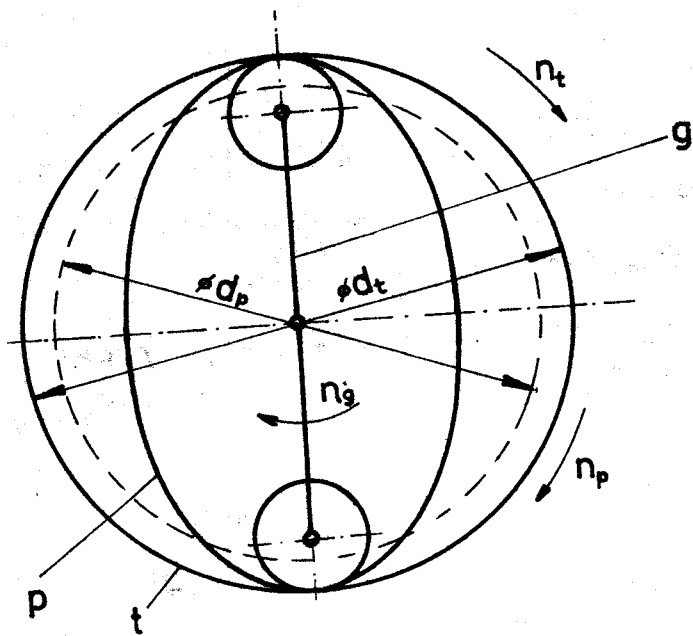
1.1. Princip

Vlnový převod je schematicky znázorněn na obr. 1 ve dvou základních alternativách. Má tuhé kolo t , pružné kolo p a tzv. vlnový generátor g . Obě kola jsou vyrobená jako kruhová s rozdílnými průměry d_t a d_p . K vzájemnému styku jejich obvodů dochází vlivem deformace

$$\delta = d_t - d_p \quad (1)$$

kterou způsobuje vlnový generátor tvořený v tomto případě dvojicí otočných kladek. V prvním případě je pružné kolo a generátor umístěn uvnitř kola tuhého. Generátor pružné kolo roztahuje tak, že má tvar elipsy. V druhém případě je pružné kolo a generátor vně kola tuhého. Generátor pružné kolo stlačuje do podoby elipsy. V prvním případě je deformace δ kladná, ve druhém případě je záporná. Vlnový převod je vlastně diferenciál. Obě kola i generátor se otáčejí kolem osy o . Otáčeli se generátor, přesouvá deformaci pružného kola po obvodu kola tuhého. Obě kola se po sobě odvalují, a proto dochází k jejich relativnímu natáčení, neboť mají rozdílné délky obvodů.

Vlnový převod může být třetí, pak je nutno počítat s tím, že převodový poměr není přesný neboť dochází k relativnímu skluzu obou kol.



Obr. 1. Princip vlnového převodu

1.2. Převodový poměr

Vlnový převod lze řešit analogickými metodami jako klasické diferenciály. Formálně nejjednodušší postup dává tzv. Willisova metoda záměny mechanismů. Diferenciál se v tomto případě nahrazuje předlohou. Celému mechanismu se uděluje v záporném smyslu frekvence otáčení n_g generátoru. Pak pro převod mezi pružným a tuhým kolem za předpokladu, že nedochází k relativnímu skluzu obou kol, lze psát jednoduchý vztah

$$\frac{n_p - n_g}{n_t - n_g} = \frac{O_t}{O_p} \quad (2)$$

Obvody kol lze vypočítat ze vztahů

$$O_p = \pi \cdot d_p \quad (3)$$

$$O_t = \pi \cdot d_t \quad (4)$$

Po dosazení vychází pro výpočet převodového poměru mezi pružným a tuhým kolem vztah

$$\frac{n_p - n_g}{n_t - n_g} = \frac{d_t}{d_p} \quad (5)$$

Z něj lze již formální úpravou odvodit rovnici diferenciálu ve tvaru

$$n_g \cdot (d_t - d_p) + n_p \cdot d_p = n_t \cdot d_t \quad (6)$$

kterou lze s použitím (1) psát v podobě

$$n_g \cdot d + n_p \cdot d_p = n_t \cdot d_t \quad (7)$$

Rovnice (6),(7) platí pro oba typy převodů podle obr. 1. V prvním případě je ovšem d_t větší než d_p , ve druhém případě je naopak d_p větší než d_t .

Vlnový diferenciál dává v podstatě analogické možnosti jako klasický. Může být též použit jako převod planetový, tj. pro případ, že je buď pružné nebo tuhé kolo pevně spojeno s rámem. Jako předloha se zastaveným generátorem není vlnový převod vhodný.

Řešení převodového poměru pro planetu:

1. Planeta se zastaveným tuhým kolem:

V tomto případě je $n_t = 0$, takže vztahy (6),(7) mají tvar

$$n_g \cdot (d_t - d_p) + n_p d_p = 0 \quad (8)$$

$$n_g \cdot \sigma + n_p d_t = 0 \quad (9)$$

Pro převod mezi generátorem (hnací) a pružným kolem (hnané) vychází vztah

$$i_{gp} = \frac{n_g}{n_p} = \frac{d_p}{d_t - d_p} = -\frac{d_p}{\sigma} \quad (10)$$

2. Planeta se zastaveným pružným kolem:

V tomto případě je $n_p = 0$ a vztahy (6, 7) mají tvar

$$n_g \cdot (d_t - d_p) = n_t \cdot d_t \quad (11)$$

$$n_g \cdot \sigma = n_t \cdot d_t \quad (12)$$

Pro převod mezi generátorem (hnací) a tuhým kolem (hnané) vychází vztah

$$i_{gt} = \frac{n_g}{n_t} = \frac{d_t}{d_t - d_p} = \frac{d_t}{\sigma} \quad (13)$$

Při odvození rovnice diferenciálu se předpokládaly stejné směry otáčení generátoru a obou kol. Pokud vychází převodový poměr kladný, je smysl otáčení hnaného kola stejný jako u generátoru, tedy v souladu s předpokladem. Pokud vychází záporný, otáčí se hnané kolo v opačném směru než generátor.

Vůle δ je relativně vůči průměrům kol velmi malá. Proto jsou výsledné převodové poměry velmi značné.

2.0. Zvláštnosti třecích převodů

2.1. Skluzy a převodový poměr

U třecích vlnových převodů na rozdíl od ozubených se skutečný převodový poměr liší od teoretického. Tento rozdíl je způsoben řadou veličin. Jednak jsou to skluzy mezi koly tuhým a pružným. Ty závisí na volbě třecí dvojice, na přenášeném kroutícím momentu, na velikosti normální síly pro vytvoření třecí síly ve styku obou kol a na celkovém konstrukčním uspořádání. Dále je převodový poměr ovlivněn také zabořením kola pružného do kola tuhého. Jestliže bude použito na jednom z kol třecího materiálu relativně měkčího, např. pryže, bude průměr kol při záběru jiný než původní, neboť dojde k deformaci pryžové vrstvy ve styku obou kol.

Změnu převodového poměru mezi dvěma válci, způsobenou zabořením λ vypočteme podle následujících vztahů:

schéma odvalu je na obr. 2

Pro $r_t \neq r_p$ bude platit

$$i_{tp}^{(\lambda)} = 1 - \varepsilon \left(q - \frac{\Delta}{r_v} \right) \quad (14)$$

kde:

ε - poměrná deformace

$$\varepsilon = \frac{\lambda}{\Delta} \quad (15)$$

q - koeficient stlačitelnosti ($q=0$ pro ideálně stlačitelný potah a $q=1$ pro ideálně pružný potah)

$$q = \frac{s - s_1}{s_2} \quad (16)$$

s - příčný průřez potahu o tloušťce Δ

s_1 - příčný průřez deformací nezasažené tloušťky
potahu ($\Delta - \lambda$)

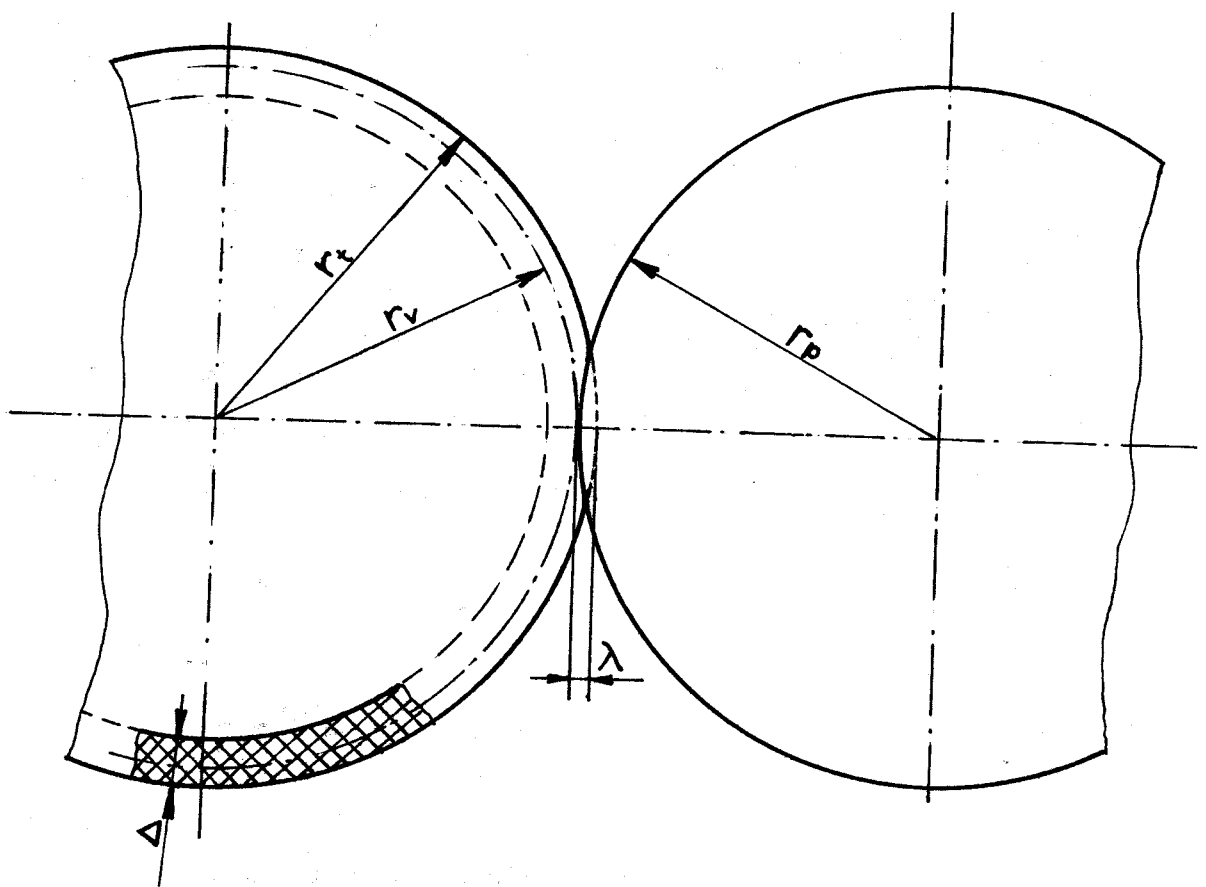
s_2 - příčný průřez deformací zasažené tloušťky potahu λ

Δ - tloušťka potahu

λ - velikost zaboření

r_v - poloměr valivé kružnice

$$r_v = r_t - \lambda$$



Obr.2. Schéma odvalu dvou zabořených válců

2.2. Problém volby materiálů

Generátory vlnových převodů jsou nejčastěji vytvořeny v podobě kladek. Pro tento účel lze použít většinou běžných valivých ložisek, ve zvláštních případech, podle charakteru deformace a změny tvaru pružného kola, jsou vhodná ložiska naklápěcí. V některých případech je vhodné, aby byl vnější kroužek zaoblen nebo zkosen. Pokud je generátor vytvořen ložiskem eliptickým, je nutno vyrábět eliptický hřídel, což v současnosti nečiní při seriové výrobě větší potíže. Je ovšem nutné speciální zařízení. Valivá ložiska jsou vyrobena v kruhovém tvaru stejně jako běžná, mají pouze zeslabené kroužky. Některé ze zahraničních firem tato ložiska již vyrábějí seriově.

Nejexponovanější součástí vlnových převodů je pružné kolo. Musí být zhotoveno z oceli o vysoké pevnosti a vysoké mezi pružnosti. V tomto směru jsou nejvhodnější oceli pružinové. Z našich materiálů vyhovují 12 051, 12 060, 14 331, 16 140, 16 240, 16 441, 16 532.

Při výrobě pružného kola je nutno používat zvláštních trnů a přípravků, aby nedocházelo k nežádoucím deformacím a výrobním nepřesnostem. Problémy nevznikají pokud je kolo válcové. Složitá je ovšem výroba tvarovaných pružných kol. Mívají nejčastěji tvar rotačního hyperboloidu, nebo tvar tvořený kruhovými oblouky s kuželovitými přechody. Podle zahraničních pramenů se polotovary pro výrobu pružných kol nejčastěji zhotovují rotačním kováním nebo protlačováním. Pro válcová pružná kola jsou vhodné polotovary v podobě tenkostěnných trubek. U nás v současné době nejsou takovéto polotovary z mate-

riálů požadovaných kvalit k dispozici.

V případě třecího převodu je nutné věnovat velkou pozornost volbě materialu třecí dvojice. Touto dvojicí jsou v případě vlnového převodu dotykové plochy pružného a tuhého kola. Úprava povrchu pružného kola z hlediska tření není příliš vhodná, neboť je velmi namáhán pružnými deformacemi. Vhodný materiál s dobrým součinitelem tření je proto nutné umístit do kola tuhého. K tomuto účelu je možné použít různé druhy brzdových obložení nebo také pryžové vrstvy, jako jsou např. potahy ofsetových válců polygrafických strojů.

Velkým problémem je upevnění těchto vrstev. Nejjednodušším se jeví lepení, které nezaručuje však dostatečnou pevnost spoje. Výhodnější proto bude např. vulkanizace pryžové vrstvy.

3.0. Pokusný vlnový převod

K ověření funkční schopnosti, konstrukčních a výrobních problémů byl navržen dále popsany vlnový převod. Při koncepčním řešení byly vzaty v úvahu především výrobní a materiálové možnosti katedry částí strojů a vývojových dílen Vysoké školy strojní a textilní v Liberci. Navržené řešení bylo rovněž vedeno snahou zajistit co nejrychlejší realizaci pokusné převodovky.

3.1. Konstrukční řešení

Při návrhu vlnového třecího převodu se vycházelo z ozubeného převodu, který byl již ve VŠST realizován. Hlavní rozměry jsou navrženy tak, aby bylo možno použít v obou případech stejného zkušebního zařízení.

Pokusný vlnový převod byl konstrukčně řešen jako diferenciál, jehož výkres sestavy je v příloze 3-BP 093-01.00. Diferenciál má hnací hřídel, hnany hřídel a přírubu. Přírubou se může pevně uchycovat k rámu. Tuhé kolo 1 má tvar dutého válce na jehož vnitřní ploše je upevněno třecí obložení 4. Pružné kolo 5 je uvnitř kola tuhého a má podobu tenkostěnného, oboustranně otevřeného válce. Kotouč 6, jehož prostřednictvím se odvádí krouťící moment, není s pružným kolem spojeno pevně, ale pomocí zubové spojky. Toto řešení bylo použito pro umožnění snažší deformace pružného kola. Tím se také zlepší styk s tuhým kolem po celé šířce a namáhání pružného kola bude příznivější. Kotouč je pevně spojen s výstupním hřídelem 11. Generátor je řešen jako dvouvlňový pomocí dvou párů kuličkových ložisek, upevněných na hřídelích 10. Tyto jsou unášeny unašečem 8,9. Přítlačná normální síla k vytvoření třecí síly je vyvo-

zována pomocí klínu, který je součástí hnacího hřídele 7 a je přenášena prostřednictvím kuliček 18 na hřídel ložisek. Přítlačná síla se dá nastavit polohou klínu pomocí převlečné matice 12. Celý převod je uzavřen mezi příruby 2 a 3.

Zvláštním zařízením generátoru je samosvorný zámek, který zajišťuje, že se bude při zvětšujícím se přenášeném krouticím momentu také zvětšovat normální přítlačná síla k vytvoření síly třecí. Funkce samosvorného zámku spočívá v rozložení sil vyvozených vstupním krouticím momentem. Tyto síly působí ve směru otáčení generátoru a také radiálně na ložiska, čímž automaticky vyvozují normální třecí sílu. Zajišťují tak plynulou regulaci přítlačné síly a snižují skluzy na minimum. Tím se odstraní nevýhoda klasických třecích převodů, kde je přítlačná síla nastavena na konstantní hodnotu. V praxi se tato hodnota nastavuje na maximální nebo na hodnotu částečně menší. Při maximální hodnotě dochází k minimálním skluzům, ale převod je namáhán velkými silami a zvyšuje se tak opotřebení. Při menší hodnotě je namáhání příznivější, ale při přenosu větších krouticích momentů dochází ke značným skluzům. Tyto nevýhody jsou zámkem částečně eliminovány.

3.2. Návrh hlavních parametrů

Při návrhu převodu je většina hlavních parametrů volitelná, neboť jde o zkušební vzorek. K přenosu krou-
tícího momentu dochází třením, proto byl volen maximální
přenášený výkon $P = 500 \text{ W}$ při vstupních otáčkách
 $n_1 = 1000 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$. Průměry obou kol, které vlastně určují
výsledný převodový poměr, byly převzaty a částečně vole-
ny z převodu, jenž byl již realizován podle práce /1/.

$$\text{Průměr kola tuhého} \quad d_t = 100 \text{ mm.}$$

$$\text{Průměr kola pružného} \quad d_p = 96 \text{ mm.}$$

Tím je určena deformace δ .

$$\delta = d_t - d_p = 4 \text{ mm} \quad (17)$$

3.3. Převodový poměr

K odvození převodových poměrů budeme vycházet z obr.3
a použijeme vztah (2).

Jestliže budeme uvažovat případ zastavení pružného
kola, můžeme převodový poměr vypočítat ze vztahu (13).

Pro tento případ platí $n_p = 0$.

$$i_{gt} = \frac{n_g}{n_t} = \frac{d_t}{\delta} \quad (18)$$

Pro pokusný převod bude platit:

$$i_{gt} = \frac{100}{4} = 25 \quad (19)$$

V případě zastavení kola tuhého, lze psát převodo-
vý poměr podle vztahu (10).

Pro tento případ platí $n_t = 0$.

$$i_{gp} = \frac{n_g}{n_p} = -\frac{d_p}{\delta} \quad (20)$$

Pro pokusný převod bude platit:

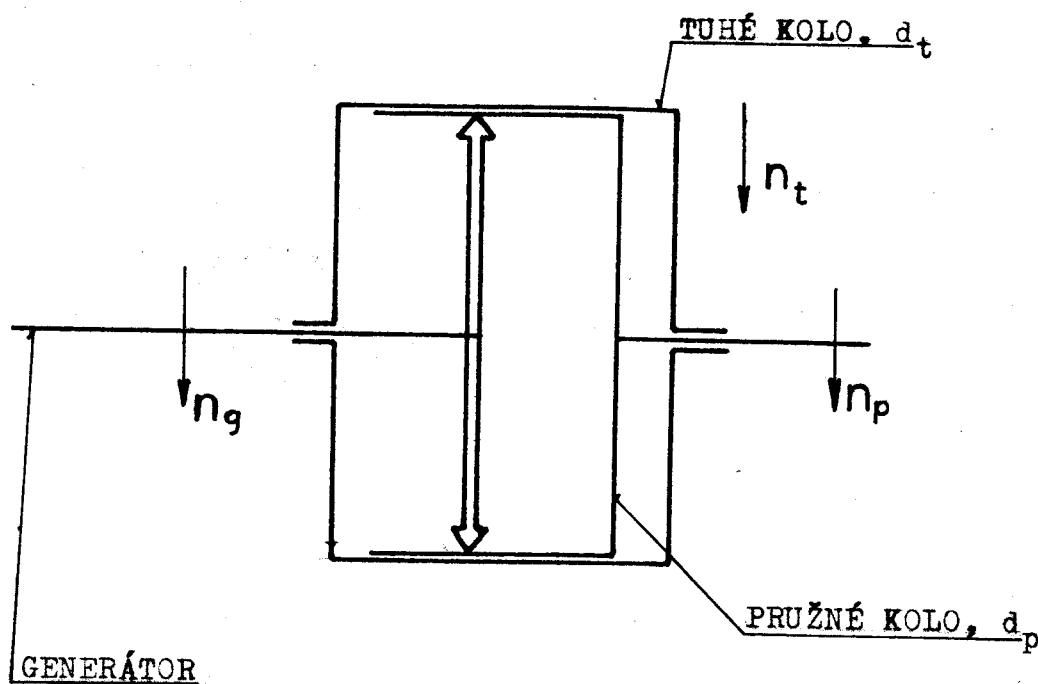
$$i_{gp} = -\frac{96}{4} = -24 \quad (21)$$

Dále si budeme všimnout pouze případu se zastaveným tuhým kolem, který lze u daného pokusného převodu snadněji realizovat.

Otáčky výstupního hřídele potom budou:

(Pro $n_1 = 1000 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$)

$$n_2 = \frac{n_1}{i_{gp}} = \frac{1000}{-24} = -41,66 [\text{l} \cdot \text{min}^{-1}] \quad (22)$$



Obr.3. Schéma pokusného vlnového převodu.

3.4. Silové poměry

Velikost kroutícího momentu na výstupním hřídeli vypočteme ze vztahu:

$$Mk_2 = \frac{P}{\omega_2} = \frac{30 \cdot P}{\pi \cdot n_2} = \frac{30 \cdot 500}{\pi \cdot 41,66} = 114,6 \text{ Nm} \quad (23)$$

Navržený pokusný převod bude dvouvlňový. Kroutící moment tedy bude přenášen dvěma protilehlými plochami na obvodě. Jedna plocha potom přenese kroutící moment poloviční:

$$Mk'_2 = \frac{114,66}{2} = 57,33 \text{ Nm} \quad (24)$$

Obvodová síla přenášená třením mezi pružným a tuhým kolem v jedné ploše bude:

$$T_f = \frac{Mk'_2}{r_t} = \frac{57,33}{0,05} = 1146 \text{ N} \quad (25)$$

Pro výpočet normální přítlačné síly je třeba určit součinitel tření. Protože se uvažuje o použití více druhů materiálů, byla volena hodnota $f=0,4$, která je považována za neoptimálnější podle dostupných materiálů.

Normální síla potom bude:

$$N = \frac{T_f}{f} = \frac{1146}{0,4} = 2865 \text{ N} \quad (26)$$

Normální síla bude vyvozována pomocí klínu vtlačovaného mezi kuličky rozpínající kladky generátoru. Klín se dá posouvat stavěcí, převlečnou maticí, tím se dosáhne optimálního nastavení počátečního přítlaku. Nastavení maximálního přítlaku v nezátíženém stavu převodu není vhodné, neboť by při přenosu menších kroutících momentů docházelo ke zbytečným ztrátám valivými odpory a k velkému

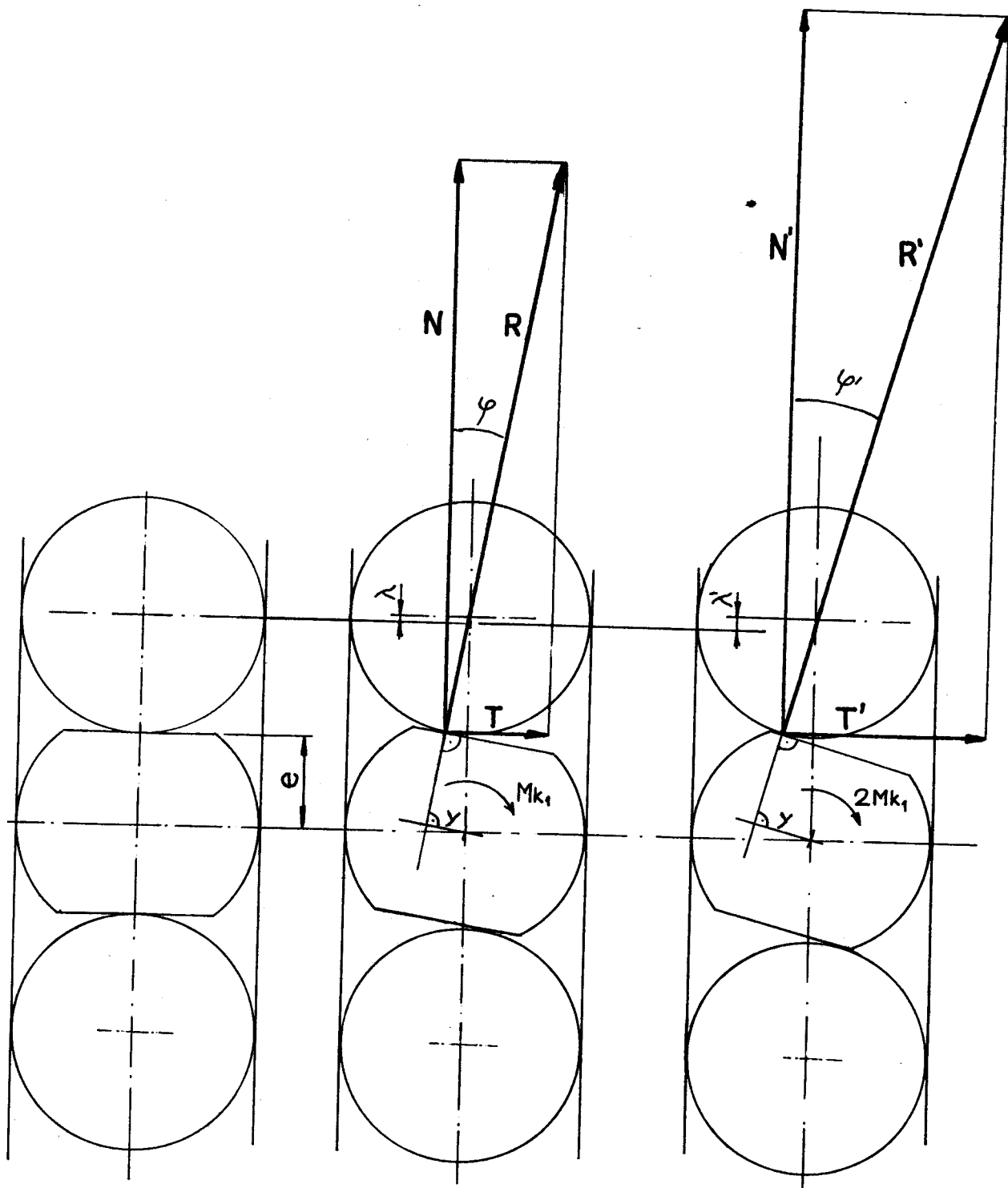
namáhání ložisek generátoru a obložení tuhého kola.

Tyto nevýhody odstraňuje samosvorný zámek, který plynule reguluje přítlačnou sílu od minima do maxima v závislosti na přenášeném kroutícím momentu. Jeho schéma je na obr. 4. Základní přítlak pružného kola ke kolu tuhému je dán rozměrem e , který se nastaví posouváním hřídele s klínovými plochami. Z rozkladu sil v zámku je zřejmá jeho funkce. Na obr. 4.a. je poloha zámku v nezatíženém stavu. Na obr. 4.b. je znázorněno, jak se rozloží síly v zámku vyvolané určitým kroutícím momentem M_{k_1} . Na obr. 4.c. je zatížení zámku dvojnásobným kroutícím momentem než v předešlém případě. Dvojnásobné zatížení vyvolá větší normálnou sílu, která však nebude dvojnásobkem předešlé, neboť způsobí větší deformaci obložení, čímž se natočí hřídel o větší úhel φ' a ovlivní výsledný rozklad sil. Úhel relativního natočení hřídele φ závisí na poddajnosti kladek generátoru a hlavně obložení tuhého kola. Bude-li obložení příliš měkké, např. pryž, natočení φ se při stejném kroutícím momentu zvětší. Z rozkladu sil se nám projeví menší normálná síla. Tato vlastnost může způsobit, že výsledná normálná síla nebude příliš stoupat se zatížením a zámek bude mít pouze malý účinek.

Pro předběžnou volbu tvrdosti obložení nám poslouží následující návrh výpočtu:

Aby zámek pracoval podle předpokladů, musí být přítlačná síla vyvozena kroutícím momentem M_{k_1} , který pro maximální výkon bude:

$$M_{k_1} = \frac{P}{\omega_1} = \frac{500 \cdot 30}{\pi \cdot 1000} = 4,77 \text{ Nm} \quad (27)$$



4.a.

4.b.

4.c.

Obr. 4. Shéma zámku

Ze silového rozkladu, znázorněném na obr. 4, lze psát:

$$R = \frac{N}{\cos \varphi} \quad (28)$$

Dále také platí:

$$R = \frac{Mk_1}{2y} \quad (29)$$

Velikost ramene y můžeme vyjádřit z obr. 5:

$$y = (r_k + e) \cdot \operatorname{tg} \varphi$$

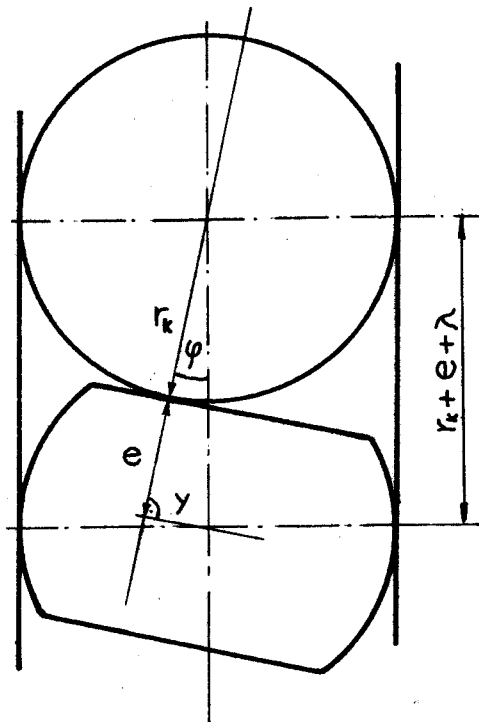
Sloučením rovnic (28) a (29) získáme vztah pro φ :

(pro φ malé můžeme $\cos^2 \varphi$ zanedbat)

$$\sin \varphi = \frac{Mk}{2N \cdot (e+r)} = \frac{4,77}{20,0175 \cdot 2865} = 0,095 \approx \varphi = 5^\circ 30'$$

Podle velikosti natočení φ je možné vyjádřit z obr. 5 maximální možnou deformaci obložení λ .

$$\cos \varphi = \frac{r_k + e}{r_k + e + \lambda} \quad (30)$$



obr. 5 - Geometrické poměry v zámku.

Ze vztahu (30) odvodíme výpočet pro λ :

$$\lambda = \frac{r_k + e}{\cos \varphi} - r_k - e \quad (31)$$

$$\lambda = \frac{0,01 + 0,0075}{\cos 5^{\circ}30'} - 0,01 - 0,0075 = 1,073 \cdot 10^{-4} \text{ m} \quad (32)$$

Z uvedeného výpočtu je zřejmé, že pro správnou funkci zámku má být zaboření pružného kola do obložení pouze 0,1 mm při normální síle 2 865 N. Také z tohoto hlediska je třeba důsledně vybírat nejvhodnější materiál.

3.5. Pevnostní kontrola

Kontrola kuličky na Hertzův tlak:

pro tento výpočet byl použit vztah podle /3/.

$$k_o = \frac{R}{d_k^2} \quad (33)$$

Z tohoto vztahu lze určit nejmenší dovolený průměr pro dané zatížení.

k_o - součinitel závislosti zbytkové deformace a tvaru dotykových ploch. /Nm⁻²/ Pro kouli na rovné ploše Hertzův tlak na mezi úměrnosti je $k_o = 20$ MPa. Sílu R lze vyjádřit z obr.4.

$$R = \frac{N}{\cos \varphi} = \frac{2865}{0,99} = 2882 \text{ N} \quad (34)$$

Dovolený průměr kuličky potom bude:

$$d_k = \sqrt{\frac{R}{k_o}} = \sqrt{\frac{2882}{20 \cdot 10}} = 0,012 \text{ m} = 12 \text{ mm} \quad (35)$$

V zámku je navržena kulička o průměru 20 mm, což vyhovuje s velkou bezpečností i pro maximální zatížení.

Kontrola kolíku 20 na střih:

na 6 kolíků ϕ 5 mm působí výstupní kroutící moment Mk_2 . Kolíky jsou na středním poloměru $r_x = 12,5$ mm. Střižná síla na jeden kolík bude:

$$T_x = \frac{Mk_2}{6r_x} = \frac{114,6}{6 \cdot 0,0125} = 1528 \text{ N} \quad (36)$$

Maximální střižové napětí v kolíku je:

$$\tau_x = \frac{T_x}{S_x} = \frac{4 \cdot T}{\pi \cdot d_x^2} = \frac{4 \cdot 1528}{\pi \cdot 0,005^2} = 77,8 \cdot 10^6 \text{ Pa} \quad (37)$$

Kontrola kolíku na otlačení:

síla působící na kolík je stejná jako v předešlém případě, a to $T_x = 1528$ N. Minimální nosná plocha kolíku je ve styku s kotoučem a je $F_x = 5 \cdot 3 \text{ mm}^2$. Největší měrný tlak v kolíku potom je:

$$p_x = \frac{T_x}{F_x} = \frac{1528}{3 \cdot 5 \cdot 10} = 101,8 \text{ MPa} \quad (38)$$

Kontrola zubů spojky na otlačení:

Zubová spojka přenáší krouticí moment Mk_2 . Tento moment je přenášen pomocí šesti zubů. Dotyková plocha v jednom zubu mezi kotoučem a pružným kolem je $F_z = 2 \cdot 3 \text{ mm}^2$.

Jeden zub přenáší sílu:

$$T_z = \frac{Mk_2}{6 \cdot r_z} = \frac{114,6}{6 \cdot 0,048} = 397,9 \text{ N} \quad (39)$$

Měrný tlak v jednom zubu potom je:

$$p_z = \frac{T_z}{F_z} = \frac{397,9}{2 \cdot 3 \cdot 10} = 66,3 \text{ MPa} \quad (40)$$

Maximální měrné tlaky a napětí v kontrolovaných součástích převodu jsou menší než dovolené hodnoty namáhání daných materiálů, proto jednotlivé díly vyhovují s dostatečnou bezpečností.

Kontrolní výpočet životnosti kladek generátoru:

na kladky jsou použita jednořadá kuličková ložiska 62 00. Jejich dynamická únosnost je $C = 4750$ N. Otáčky ložisek se dají vyjádřit z rovnosti obvodových rychlostí:

$$n_g \cdot r_p = n_L \cdot r_L \quad (41)$$

Otáčky ložiska jsou:

$$n_L = \frac{n_g \cdot r_p}{r_L} = \frac{1000 \cdot 50}{15} = 3333 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1} \quad (42)$$

Radiální síla na ložisko je poloviční síla ze vztahu (26).

Životnost ložiska v hodinách je:

$$L_h = \left(\frac{2 \cdot C}{N} \right)^3 \cdot \frac{16666}{n_L} = \left(\frac{4750}{1432} \right)^3 \frac{16666}{3333} = 182 \text{ hod.} \quad (43)$$

Tato životnost je pro maximální zatížení převodu. Když uvážíme, že převod nebude při zkouškách namáhán stále maximálním kroutícím momentem, je životnost ložisek vyhovující.

Závěr

Předložená práce se zabývá perspektivní, u nás dosud málo známou a celosvětově málo prozkoumanou problematikou vlnových převodů.

V předložené práci jsou stručně uvedeny základy teorie a výpočtu vlnových převodů. Dále je uveden konstrukční návrh a výpočet třecího vlnového převodu s původní konstrukcí zámku, který v závislosti na zatížení $/M_k/$ reguluje velikost normální přitlačné síly, čímž se dosáhne toho, že zatížení hlavních částí převodu závisí na přenášeném výkonu $/ne$ na předpokládaném maximálním $P/$, a lze proto očekávat i malý skluz, prakticky nezávislý na změně M_k .

Experimentální vlnový převod byl vyroben a uvedené teoretické předpoklady budou ověřovány na zkušebním zařízení. Navržená konstrukce je výrobně nenáročná a umožňuje při malých rozměrech a hmotnosti dosahovat vysokých převodových poměrů a výkonů.

Uplatnění těchto třecích převodů, lze očekávat všude tam, kde je nutný převod s měkkým záběrem a nepatrným skluzem, nezávislým na zatížení.

Literatura

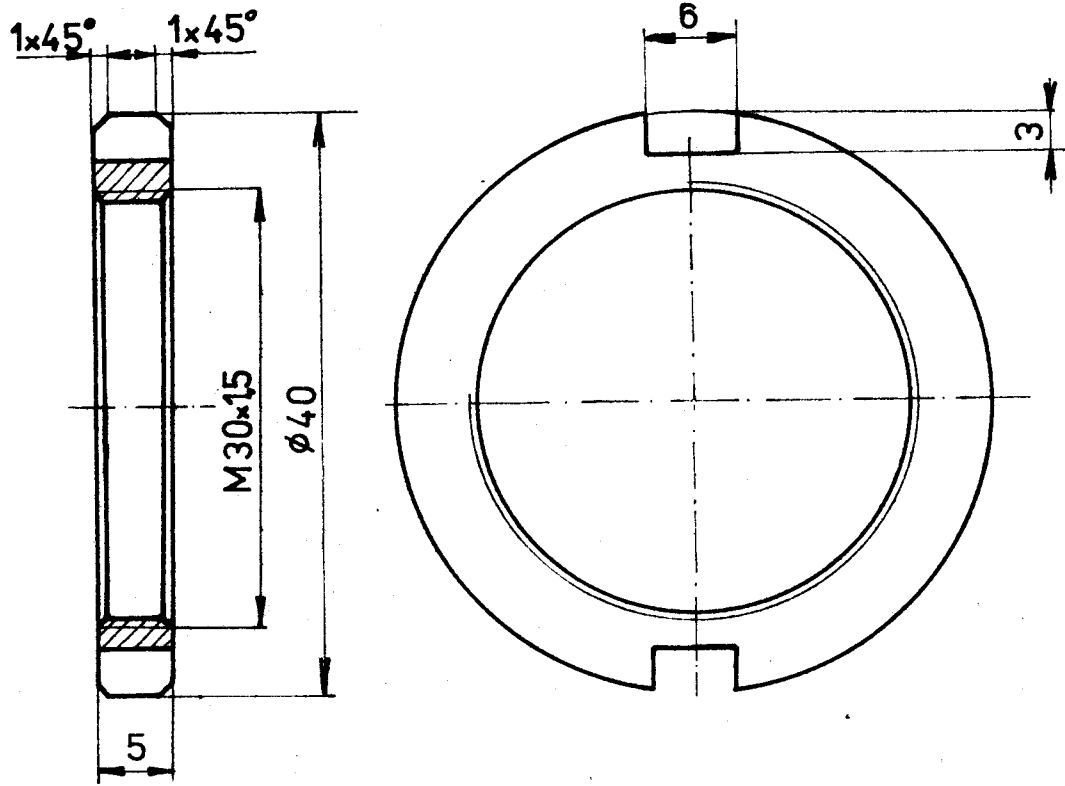
- /1/ PETRŽELKA, P.: Vlnový pohon /diplomová práce/,
VŠST Liberec 1977.
- /2/ VOLKOV, D. P.: Volnovýje zubčatyje peredači,
Izd. Technika, Kijev 1976.
- /3/ NIEMANN, G.: Maschinenelemente,
Springer-Verlag Berlin, 1961.
- /4/ TJURIN, A. A.: Pečatnyje mašiny,
Izd. Kniga, Moskva 1966.

Seznam příloh

1.	výkres - Vlnový převod	3.BP 093-01.00
2.	- Stator	4.BP 093-01.01
3.	- Víko	4.BP 093-01.02
4.	- Víko	4.BP 093-01.03
5.	- Pružný člen	4.BP 093-01.05
6.	- Kotouč	4.BP 093-01.06
7.	- Hřídel	4.BP 093-01.07
8.	- Trubka	4.BP 093-01.08
9.	- Hřídel	4.BP 093-01.10
10.	- Hřídel	4.BP 093-01.11
11.	- Matice	4.BP 093-01.12
12.	- Matice	4.BP 093-01.13
13.	kusovník- Vlnový převod	3.BP 093-01.00/1
14.	- Vlnový převod	3.BP 093-01.00/2

Počet kusů	Název - rozměr	Poletová	Mat. konečný	Mat. výchozí	Třída odp.	C. váha	Hr. váha	Cena výrobku	Pos.
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
12	PODPOŮKA 5,1	ČSN 021740.00							21
4	KROUŽEK 10	ČSN 022930							22
1	KROUŽEK 62	ČSN 022931							23
1	KROUŽEK 25	ČSN 022930							24
1	KROUŽEK 52	ČSN 022931							25

Město: Krasná		Hodnota: 211,00		Obr. přím.		Změna	Datum	Podpis	Instit. známka	X X X X X
Překoušel										
Norm. ref.										
Výr. projednal		Schválil		C. transp.						
		Dne								
VŠST LIBEREC		Typ Název VLNOVÝ PŘÍVOD		Skupina		Starý výkres 3.BP.093 - 01.00		Nový výkres		
						Počet listů		Lst.		



ø40-8

ČSN425510 11600.0

001

13

Bohúša M.

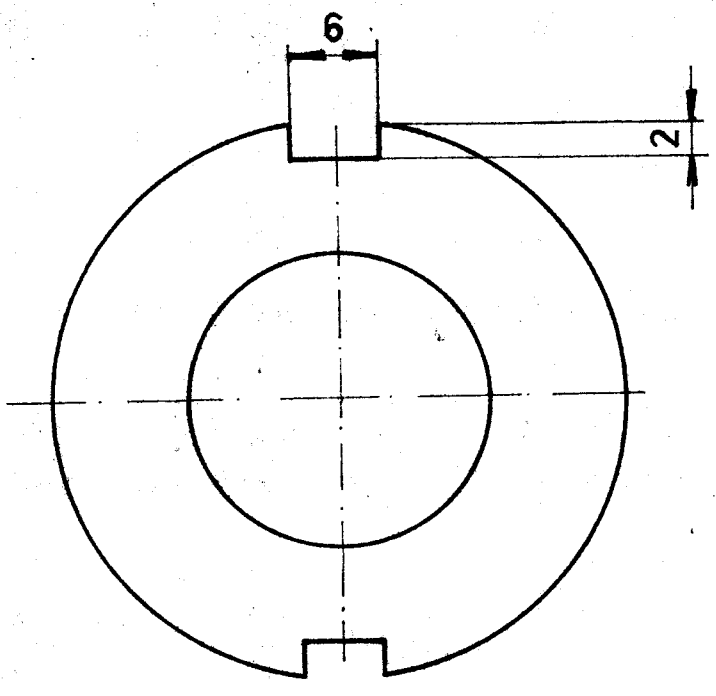
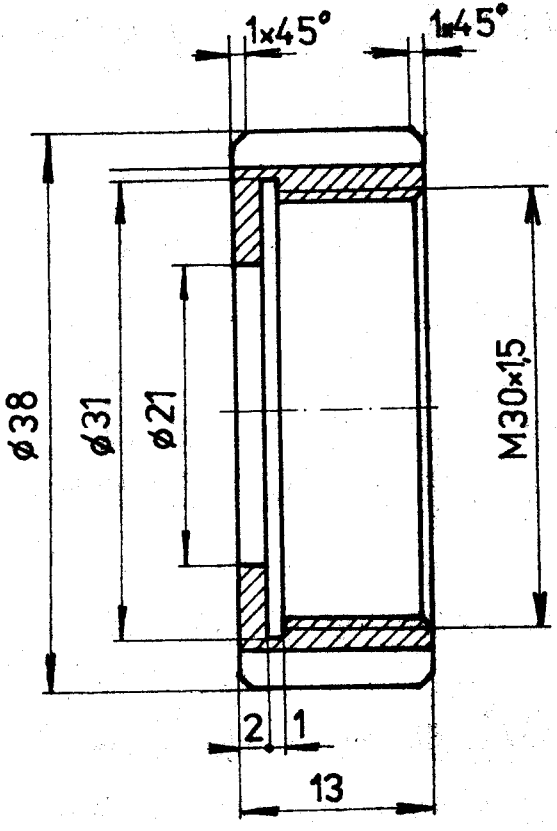
2:1

19.4.1978

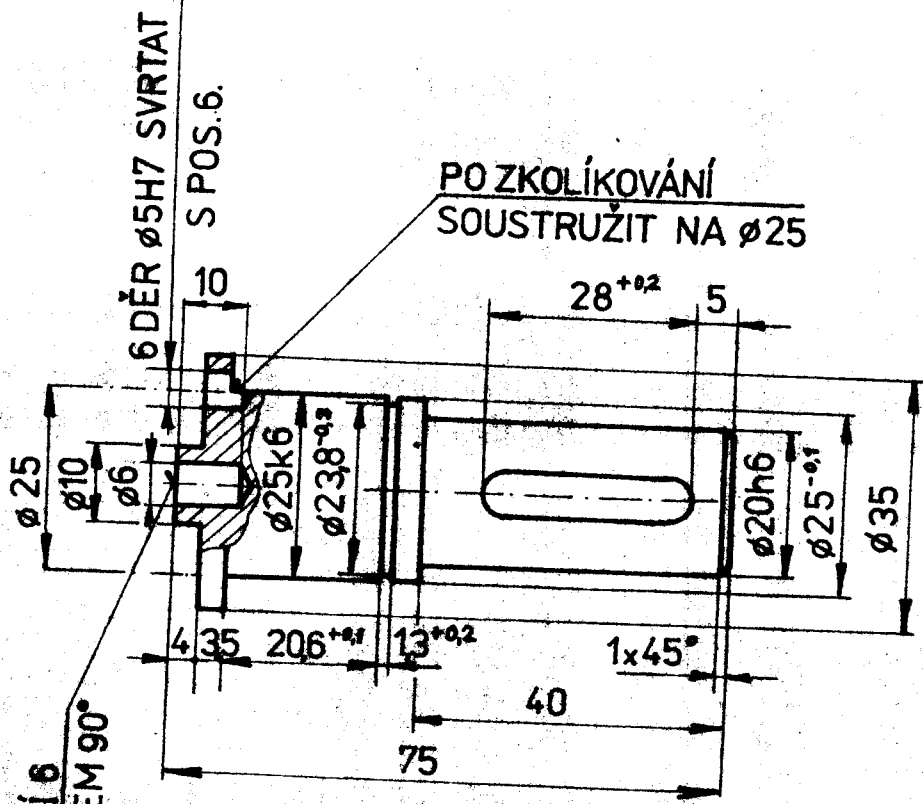
VOST
DRL
...

MATICE

4-BP.093-01.13



$\phi 40-15$	ČSN425510 116000	001	12
Materiál: <i>Branda M.</i>		Poz:	
Měřítko: <i>2:1</i>		Kreslil: <i>M. M.</i>	
Datum: <i>19.4.1978</i>		Kontrola: <i>M. M.</i>	
Místo: <i>MATICE</i>		Číslo: <i>4-BP.093-01.12</i>	
Podpis: <i>M. M.</i>		List: <i>12</i>	
Firma: <i>LIBEREC</i>		Fot. list: <i>4-BP.093-01.12</i>	
Podpis: <i>M. M.</i>		List: <i>12</i>	
Firma: <i>LIBEREC</i>		Fot. list: <i>4-BP.093-01.12</i>	
Podpis: <i>M. M.</i>		List: <i>12</i>	
Firma: <i>LIBEREC</i>		Fot. list: <i>4-BP.093-01.12</i>	



PO SESTAVENÍ S POSICÍ 6
ROZLIŠOVAT KUŽELEM 90°

PO ZKOLÍKOVÁNÍ
SOUSTRUŽIT NA Ø25

Ø40-80

ČSN 425510 11600.0

001

11

Banča M.

1:1

19. 4. 1978

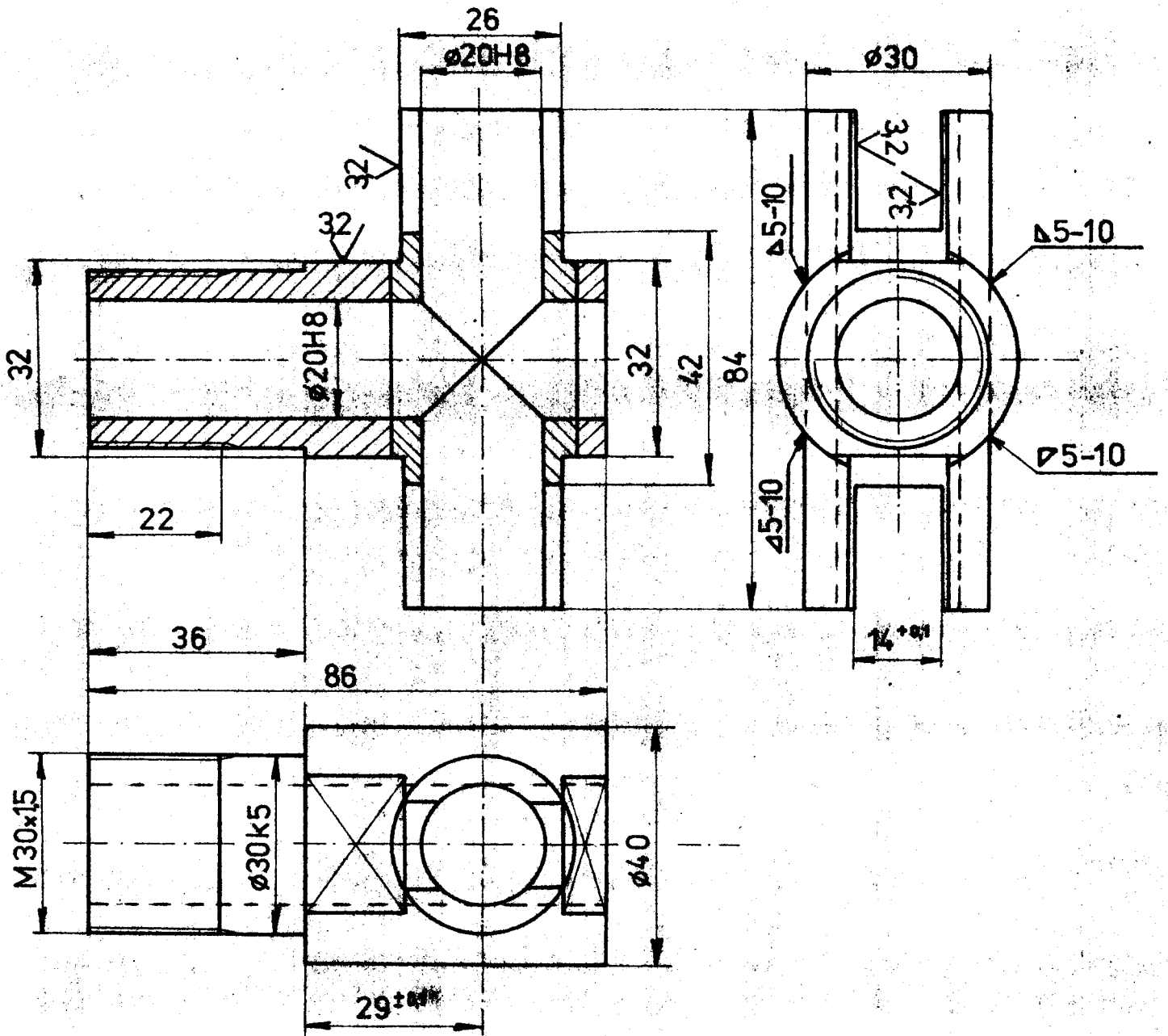
LIČENÍ
al. částí stroje

HŘÍDEL

4 - BP. 093 - 01.11

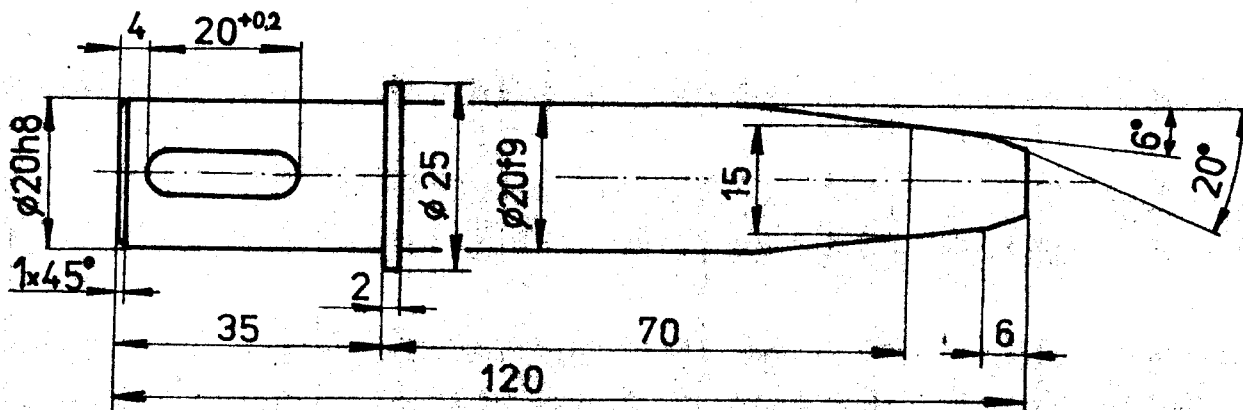
Počet kříd

16 | 3,2 |

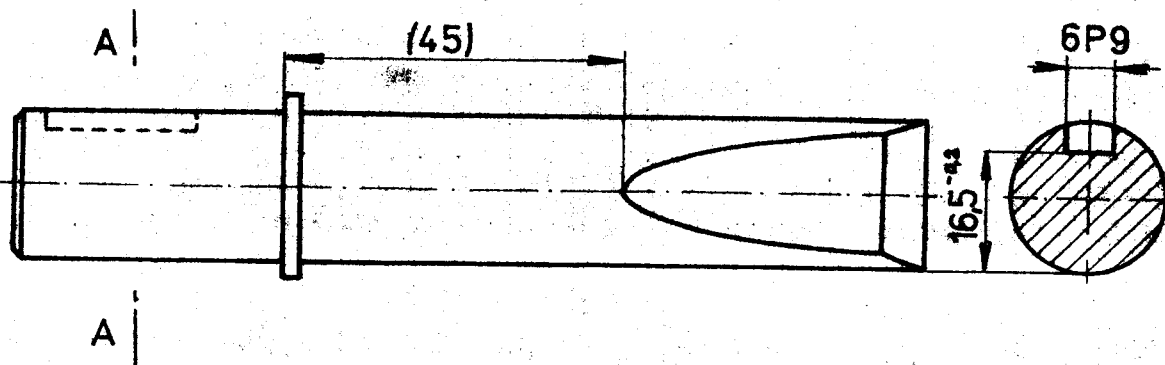


ø40-90, ø30-90 ČSN425510 11373.0		001	8,9
Název: <i>Trubka</i>		Číslo kresby: <i>19.4.1978</i>	Podpis: <i>Bořivoj M.</i>
Měřítko: 1:1		Číslo dílu: <i>4-BP.093-0108</i>	Číslo listu: <i>1/1</i>
Výrobce: VOST LIBEREC		Materiál: <i>TRUBKA</i>	

16



ŘEZ A-A



Ø30-125

ČSN425516 120600

002

7

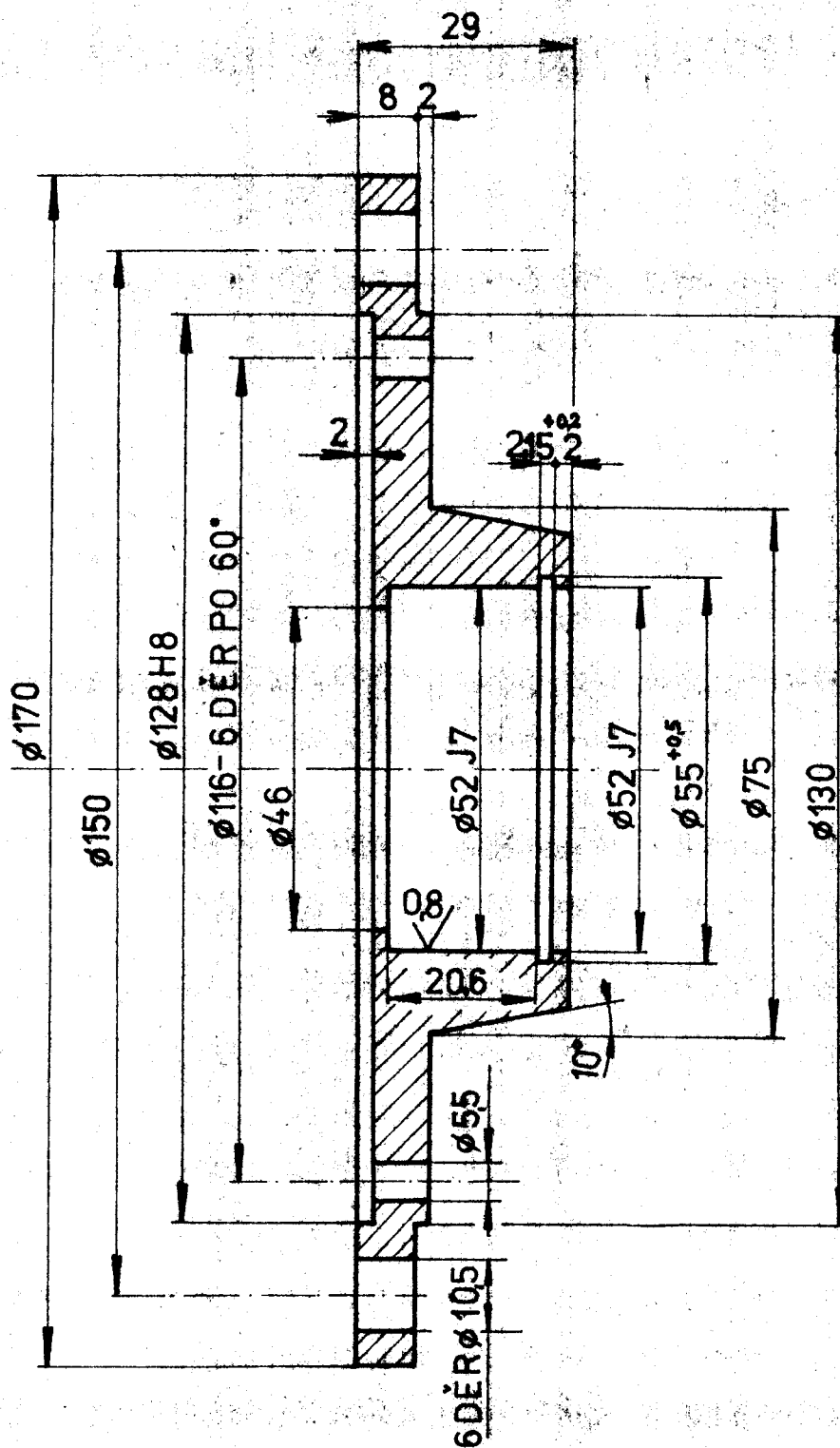
Podoba M.

1:1

19.3.1978

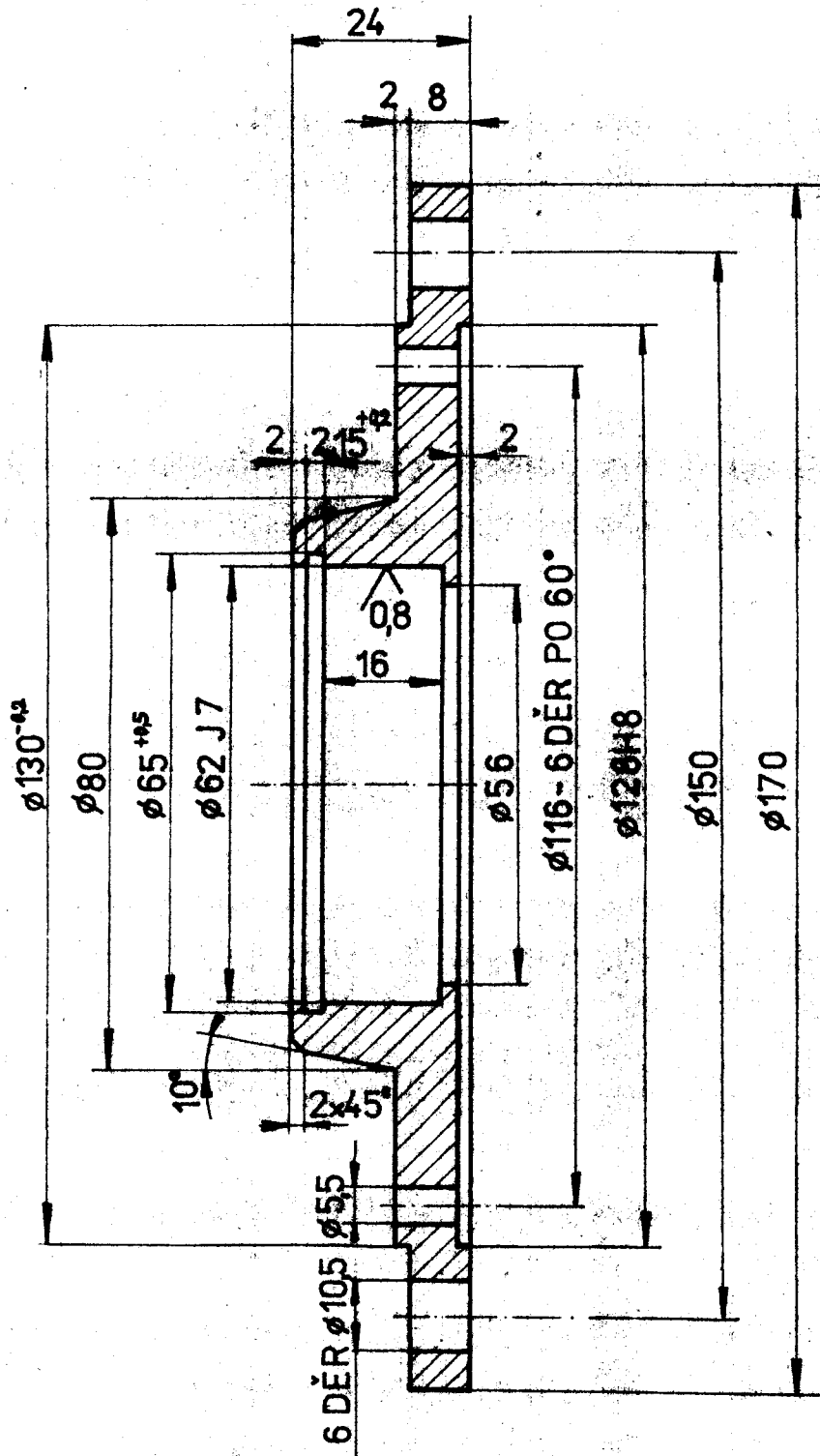
HŘÍDEL

4-BP.093-01.07

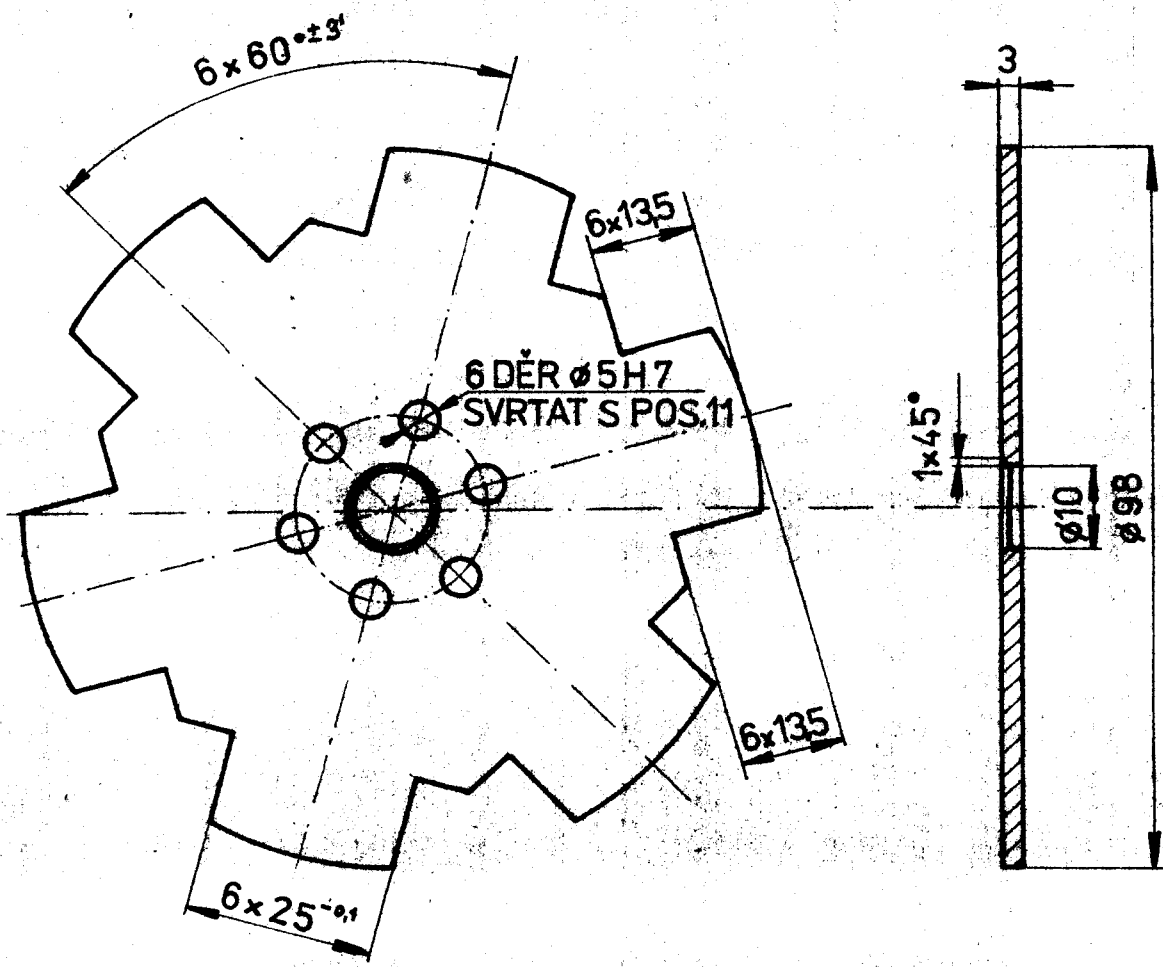


Ø200-35	ČSN425510:10	11600.0	001	2
2. díl	2. díl	2. díl	2. díl	2. díl
1:1	19.4.1978			
VŠST LIBEREC Nář. čísel strojí	VÍKO	4-BP.093-0102		

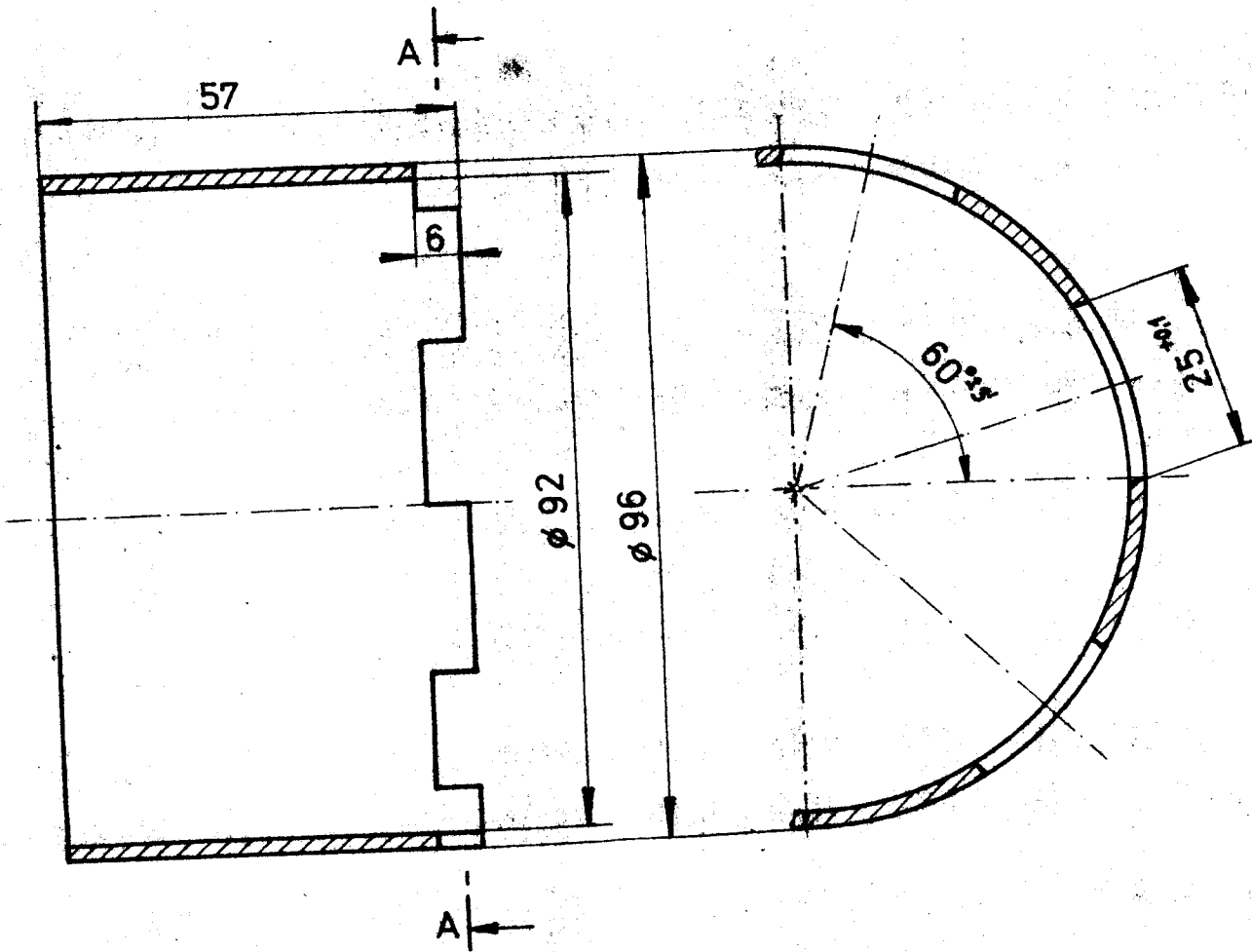
3,2 (0,8)



Ø200-30	ČSN 42551010	11600.0	001			3
Měřítko: Dle měřítka	Průřez: Dle měřítka	Číslo kresby: Dle měřítka	Číslo výkresu: Dle měřítka	Číslo listu: Dle měřítka	Číslo výkresu: Dle měřítka	Podpis: Dle měřítka
1:1	<i>Bezdělník m.</i>					
	Datum: 19.4.1978					
V OST LIBEREC Nař. č. 630/1 strojč.	víko					
			4-BP.093-01.03			
			počet listů			list

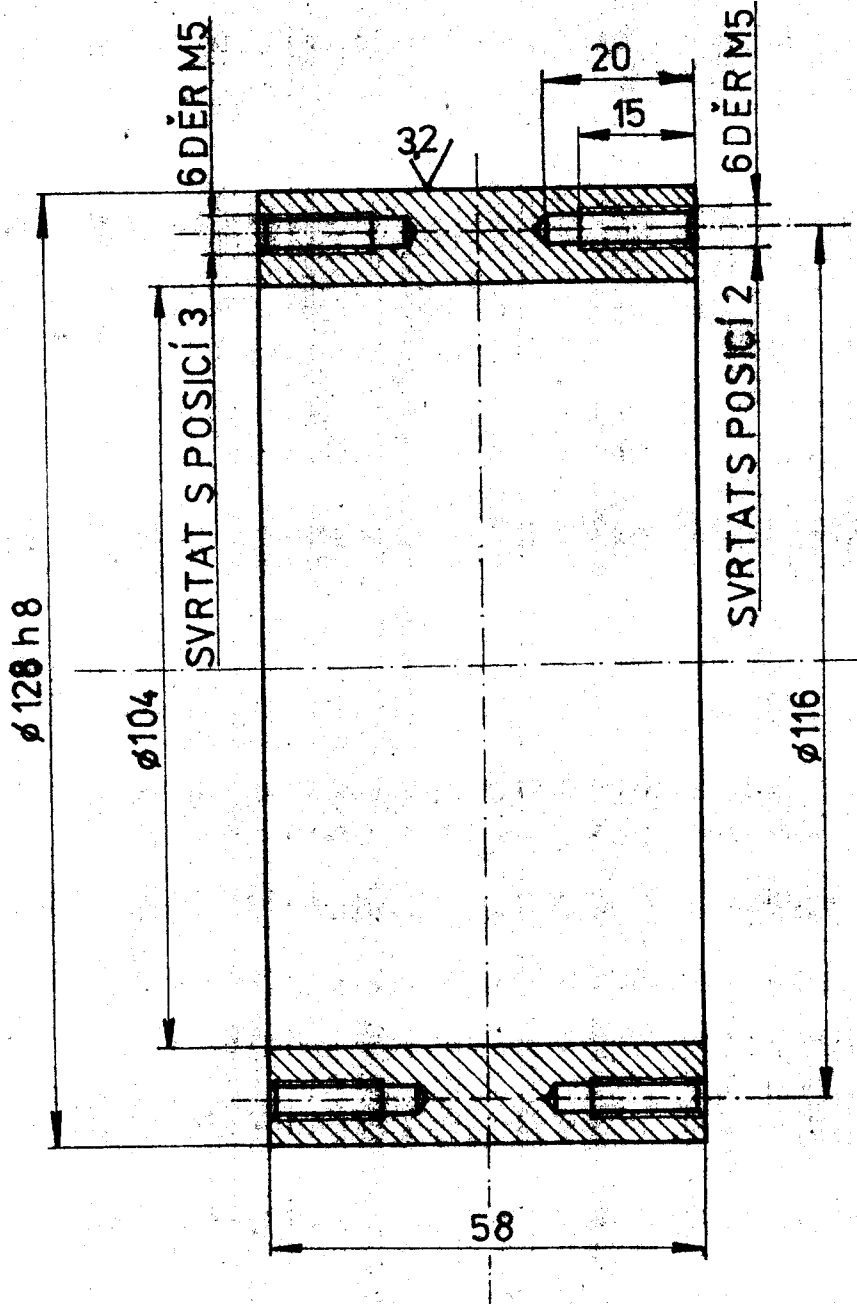


Ø100-8	ČSN425516	12060.0	002	6
Měřítko	Číslo kresby	Číslo kódu výrobku	Číslo výkresu	
1:1	<i>Barbula M.</i>			
	19.4.1978			
V. S. S. T. LIDSKÉ nat. částí strojí	KOTOUČ		4-BP.093-0106	Podet listů



$\phi 100-65$	ČSN425516	12 060.0	002	5
Proutovar	Mar. kabečny	Mat. vy. 01	Číslo v. 01	
<i>Bavlna M</i>	Číslo v. 01	Číslo v. 01	Číslo v. 01	
1:1	19.4.1978	Číslo v. 01	Číslo v. 01	
LIGEREC Ner. část stroje	PRUŽNÝ ČLEN	4-BP.093-01.05	Počet listů	5

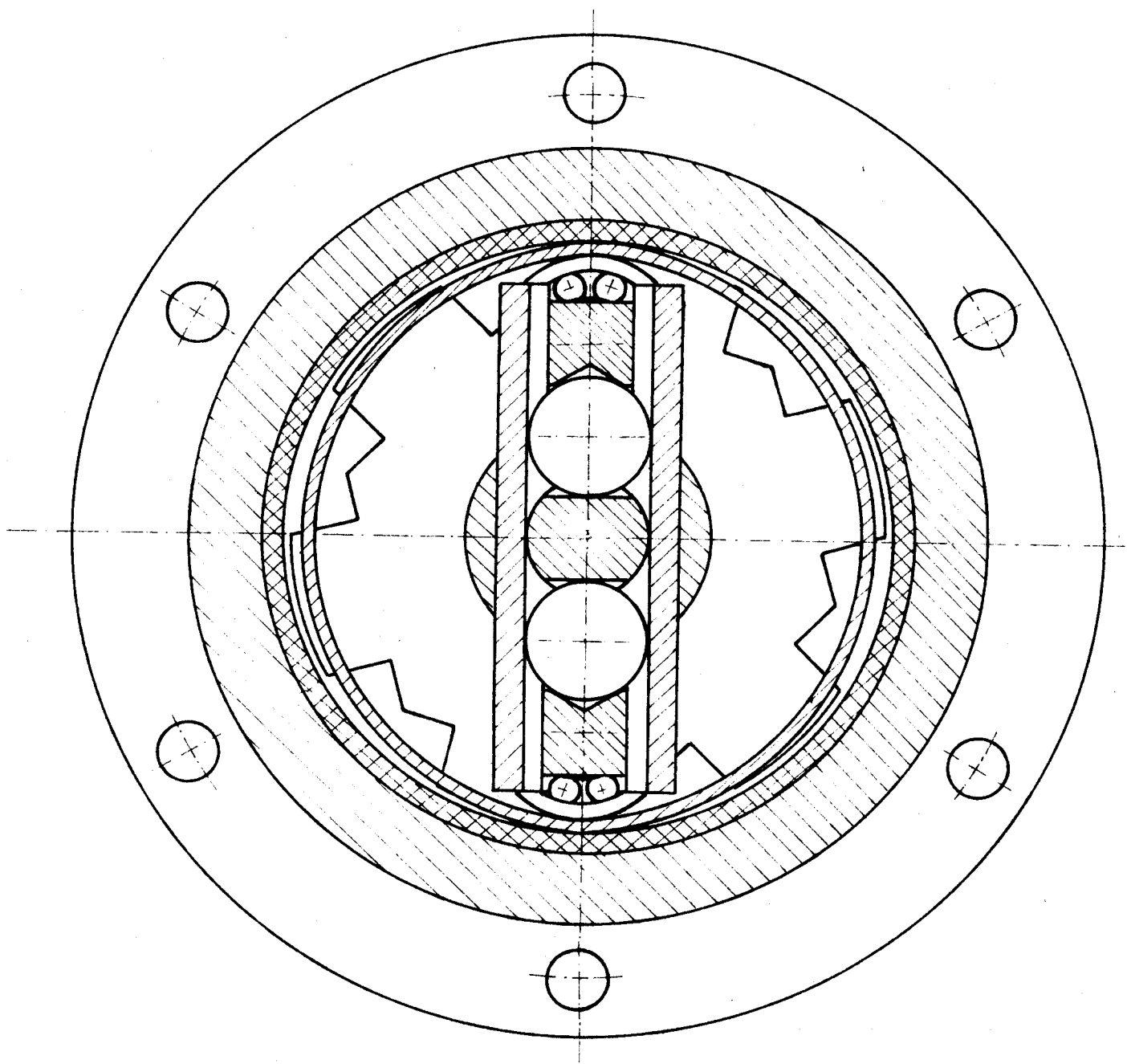
16 (32)



Ø133x16-65	ČSN42571501 11353.0	001	1
1:1	19.4.1978		
STATOR	4-BP.093-01.01		

Počet kusů	Název - rozměr	Popisová	Mat. konečný	Mat. výchozí	Trída odp.	C. váha	Hr. váha	Číslo výkresu	Pos.
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	STATOR 133x16-65	ČSN 425715.01	21353.0		001			4.BP.093 01.01	1
1	VÍKO 6200-35	ČSN 425510.10	11600.0		001			4.BP.093 01.02	2
1	VÍKO 6200-30	ČSN 425510.10	11600.0		001			4.BP.093 01.03	3
1	OBLOŽENÍ 104x3-58	ČSN 622106	PRYZ						4
1	PRUŽNÝ ČLEN 100-65	ČSN 425516.11	12060.0		002			4.BP.093 01.05	5
1	KOTOUČ 100-B	ČSN 425516.11	12060.0		002			4.BP.093 01.06	6
1	HRÍDEL 630-125	ČSN 425516.11	12060.0		002			4.BP.093 01.07	7
1	TRUBKA 140-90	ČSN 425510.10	11373.0		001			4.BP.093 01.08	8
1	TRUBKA 130-90	ČSN 425510.10	11373.0		001			4.BP.093 01.09	9
1	HRÍDEL 120-55	ČSN 425516.11	12060.0		002			4.BP.093 01.10	10
1	HRÍDEL 140-80	ČSN 425510.10	11600.0		001			4.BP.093 01.11	11
1	MATICE 140-15	ČSN 425510.10	11600.0		001			4.BP.093 01.12	12
1	MATICE 140-8	ČSN 425510.10	11600.0		001			4.BP.093 01.13	13
1	MATICE 140-8	ČSN 425510.10	11600.0		001			4.BP.093 01.13	14
4	LOŽISKO 6200	ČSN 024636							15
1	LOŽISKO 1206	ČSN 024651							16
1	LOŽISKO 3205	ČSN 024665							17
2	KULIČKA 120	ČSN 023680							18
12	ŠROUB M5x18	ČSN 021101							19
6	KOLÍK 5x10	ČSN 022150							20

Měřič	Krajina	Porůvka, Mlan	Čís. anfm.						
	Přezkoušel								
	Norm. ref.								
	Vyr. pojednal	Schválil	Č. transp.						
	Ons								
V S T		Typ	Skupina	Nový výkres		Nový výkres			
LIBEREC		VLNOVÝ PŘEVOD		3.BP.093 - 01.00					
				Robert Janda					



Dorivla. m.

1:1

VLNOVÝ PŘEVOD

3.BP 093 - 01.00

