

V Š S T L I B E R E C

nositelka Řádu práce

fakulta strojní

Obor 24 - 34 - 8

Výrobní stroje a zařízení

zaměření

textilní stroje

Katedra textilních a oděvních strojů

ULOŽENÍ VYSOKOBRÁTKOVÝCH ROTORŮ NA VZDUCHOVÉM
POLŠTÁŘI

Autor: Josef Hanuš

Vedoucí práce: Doc. Ing. Jaroslav Charvát, CSc VŠST Liberec

Konzultant: Ing. Josef Ripka, CSc VÚB Ústí nad Orlicí

Rozsah práce a příloh

Počet stran..... 68

Počet tabulek..... 3

Počet obrázků..... 45

Počet výkresů..... 10

DT:

23.5.1980

KTS JS

DIPLOMOVÝ ÚKOL

pro Josefa H a n u š eobor Výrobní stroje a zařízení 23-34-8

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

Název tématu: Uložení vysokobrátkových rotorů na vzduchovém polštáři.

Pokyny pro vypracování:

- 1) Vypracujte studii o uplatnění uložení vysokobrátkových rotorů na vzduchovém polštáři, přičemž se zaměřte na uložení přádních rotorů u bezvřetenových dopřádacích strojů.
- 2) Porovnejte sledovaný případ uložení se systémem Süssen.
- 3) Výsledky řešení uplatněte v konstrukci stroje BD.
- 4) Ekonomicky zhodnoťte systémy BD u Süssen pokud jde o uložení rotoru.

Autorské právo roční...
MŠT pro státní...
727/62-1/2 ze dne 12. června...
1752-Vyšší škola strojná a textilní...
Autorské právo roční...
Autorské právo roční...
Autorské právo roční...

VYSOKÁ ŠKOLA STROJNÍ A TEXTILNÍ
Katedra textilních a oděvních strojů
1979/80, STUDIJNÍ KÁ 5
461 17

Rozsah grafických laboratorních prací: Studie nového uložení komory pro
bezvřetenového předení. Konstrukční výkre-
sy rekonstruovaného vzduchového ložiska.

Rozsah průvodní zprávy:

10 stran strojopisu formátu A4

Seznam odborné literatury: Patentová a výkresová dokumentace stroje BD
a Süssen.
Výzkumná zpráva VŠST Z-TT-51/70

Vedoucí diplomové práce: Doc. Ing. Jaroslav Charvát, CSc

Konsultanti: Ing. Josef Ripka, CSc - VÚB Ústí nad Orlicí

Datum zahájení diplomové práce: 15.10.1979

Datum odevzdání diplomové práce: 23. 5.1980

Doc. Ing. Jaroslav Charvát, CSc

Vedoucí katedry



Doc. RNDr. Bohuslav Stríž, CSc

Děkan

v Liberci

dne

11. října

19

79

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

V Liberci dne 23.5.1980

Josef Hanuš

OBSAH:

1. ÚVOD	3
1.1. Historie vývoje bezvřetenových doprřadacích strojů.	4
2. STUDIE O UPLATNĚNÍ ULOŽENÍ VYSOKOBRÁTKOVÝCH ROTORŮ NA VZDUCHOVÉM POLŠTÁŘI.....	6
2.1. Přehled vývoje plynem mazaných ložisek.....	6
2.2. Použití plynem mazaných ložisek.....	7
2.3. Srovnání vlastností valivých a kluzných ložisek s ložisky mazanými plynem.....	7
2.4. Základní typy používaných plynových ložisek.....	10
2.5. Rozdělení plynem mazaných ložisek.....	11
2.6. Teorie plynového mazání.....	13
2.7. Teorie výpočtu plynového ložiska podle E. Locha .	20
2.8. Teorie radiálního aerostatického ložiska podle N.S.Grassama a J.W.Powella.....	30
2.9. Výpočet aerostatického radiálního ložiska podle ing. Trnky.....	35
2.10. Volba materiálu ložisek mazaných plynem a výrobně technologické požadavky.....	43
2.11. Uložení spřádních rotorů u bezvřetenových doprřadacích strojů.....	44
3. POROVNÁNÍ ULOŽENÍ SPŘÁDNÍHO ROTORU JEDNOTKY BD 200 S ULOŽENÍM ROTORU JEDNOTKY SÜSSEN.....	48
3.1. Uložení spřádního rotoru jednotky Süssen.....	48
3.2. Rozbor konstrukčního uzlu - pohon jednotky.....	50
3.3. Axiální zajištění osy rotoru jednotky Süssen.....	52
4. NÁVRH, VÝPOČET A KONSTRUKCE ULOŽENÍ SPŘÁDNÍHO ROTORU NA VZDUCHOVÉM POLŠTÁŘI.....	55
4.1. Výpočet radiálního ložiska.....	55
4.2. Výpočet axiálního ložiska.....	57
4.3. Výpočet příkonu ložiska.....	59
5. EKONOMICKÉ ZHODNOCENÍ ULOŽENÍ SPŘÁDNÍCH ROTORŮ JEDNOTEK BD 200 A SÜSSEN.....	62
6. ZÁVĚR.....	66

Použitá označení

- a - šířka nosné plochy
- b - šířka nosného pole
- F - nosná síla
- F_s - koeficient štěrbiny
- G_t - množství plynu proteklého tryskou
- h - radiální mezera v ložisku
- L - délka ložiska
- l_1 - vzdálenost trysky od kraje ložiska
- n - počet trysek
- d_t - průměr trysky
- C_l - koeficient únosnosti ložiska
- K_g - koeficient tlaku ve štěrbině
- C_{k_1}, C_{k_2} - faktory nosnosti
- K_z, K_n, K_t - charakteristická čísla
- M_t - třecí moment
- P_t - třecí výkon
- s - plocha trysky
- t - délka nosného pole
- p_l - tlak v mezeře ložiska
- p_0 - tlak před tryskou
- p_a - tlak atmosferický
- r - poloměr čepu
- α_d - součinitel průtoku
- η - dynamická viskozita
- ρ - měrná hmotnost
- λ - ložiskové číslo
- ε - úhel jednotkové nosné plochy
- λ - relativní ložisková výstřednost
- ω - úhlová rychlost

1. ÚVOD

Pro růst životní úrovně obyvatelstva je důležitý rozvoj a zdokonalování výroby spotřebního zboží. Textilní průmysl v Československu se řadí mezi nejproduktivnější odvětví spotřebního průmyslu, jak co do objemu výroby, tak i vyrobeného sortimentu zboží.

V poslední době se v textilním strojírenství, které bezprostředně ovlivňuje výrobu v textilních provezech, vývoj a konstrukce zaměřily na hledání nových cest zvyšování výrobnosti strojů. V oboru přádelnictví bylo prvním předpokladem nahrazení prstencového doprřádacího stroje strojem novým, který by splňoval požadavky z hlediska technologického, konstrukčního a ekonomického. Za poměrně krátkou dobu se vyvinul stroj s novou koncepcí, vznikla nová technologie výroby přízí, tzv. bezvřetenové předení. Jednou z cest zvýšení výrobnosti je i zvýšení otáček spřádných rotorů u BD strojů. Zvýšení otáček si vyžádalo použít jiného uložení rotorů. Klasické uložení na valivých ložiskách je pro další zvyšování otáček nevhodující. Jedním z možných, do budoucna perspektivních, je uložení těchto vysokoobrátkových rotorů na vzduchovém polštáři.

Cílem diplomové práce je srovnání dosavadního uložení rotorů doprřádacích strojů BD 200 a stroje Süssen a návrh nového uložení na vzduchovém polštáři pro otáčky 100 000 za minutu.

1.1. Historie vývoje bezvřetenových doprřadacích strojů.

Jedním z hlavních úkolů, které stojí před současným textilním strojírenstvím, je zvyšování produktivity práce a její efektivnosti zaváděním nových poloautomatických a automatických strojů. Rozvoj textilního průmyslu dal také vznik nové technologii předení, kterou nazýváme bezvřetenová technologie předení s volným koncem, označované OE.

První patent předení OE podal Samuel Williams v roce 1807 v Londýně. V roce 1872 si nechal patentovat své myšlenky Barten H. Jenks z USA. Až do roku 1955 byly podávány pouze patenty na nový způsob výroby příze. V roce 1955 předvedl Němec Julius Meinberg na výstavě textilních strojů ITMA v Bruselu první bezvřetenový doprřadací stroj, vhodný ke zpracování vláknenných produktů s dlouhým staple.

V ČSSR byl v roce 1965 vystaven na Mezinárodním strojírenském veletrhu v Brně první bezvřetenový doprřadací stroj pod označením KS 200, vyrobený ve Výzkumném ústavu bavlnářském v Ústí nad Orlicí. V šedesátých letech zaujímá ČSSR první místo ve výzkumu a vývoji bezvřetenových doprřadacích strojů.

V roce 1967 byla zahájena sériová výroba strojů BD 200 a v téže roce byla uvedena do provozu první bezvřetenová přádelna na světě v Ústí nad Orlicí, vybavená 10 stroji BD 200. Současně v roce 1967 uzavřely japonské firmy DAIWA a TOYODA licenční smlouvu s ČSSR na výrobu strojů BD 200.

Od roku 1970 byl sériově vyráběn stroj BD 200 M v modifikacích M1, M2, M3 podle druhu zpracovávaných vláken. Spřádací rotor stroje BD 200 M dosahoval 30 000 otáček za minutu.

Od roku 1974 se vyrábí zmodernizovaný stroj BD 200 R, v modifikacích R1, R2, R3. Na stroji se objevily nové prvky, vedoucí ke zlepšení kvality napředených cívek - zaprřadací

páčka, vzduchotechnický kanál pro odvod přize při výměně cívek, parafínovací zařízení.

V roce 1975 byla na ITMA v Miláně předvedena sprádní jednotka ED 200 RC. Umožňuje v ojednocovací zóně odstraňovat nečistoty z pramene vláken, s možností nastavení stupně čištění.

Stroj ED 200 S byl dalším z řady našich doprředacích strojů vystavovaných v Miláně. Otáčky sprádního rotoru stouply na 60 000 za minutu. Ke stroji patří pojízdné automatické zařízení k výměně plných cívek za prázdné dutinky. Plné cívky jsou odváděny dopravníkem k paletám.

Novou generací doprředacích strojů představuje stroj ED A. Funkční model byl vystaven rovněž na ITMA 1975 v Miláně. Sprádní jednotka je vybavena automatickým zařízením k likvidaci přetrhů přize. Otáčky rotoru byly zvýšeny na 90 000 za minutu. Stroj může být vybaven pojízdným zařízením pro automatickou výměnu cívek.

Bezvretenové doprředací stroje řady ED 200 vyrábí koncernový podnik Elitex Ústí nad Orlicí a Elitex Červený Kostelec.

2. STUDIE O UPLATNĚNÍ ULOŽENÍ VYSOKOCHRÁTKOVÝCH ROTORŮ NA VZDUCHOVÉM POLŠTÁŘI.

2.1. Přehled vývoje plynem mazaných ložisek.

Současná technická úroveň ve strojírenství klade zvýšené nároky na produktivitu práce strojů. Jedním z možných řešení je zvyšování otáček při snížení třecích ztrát, zvýšení životnosti někdy i při vysokých teplotách, při nichž nevyhovují běžná maziva.

První pokusy s použitím vzduchu jako maziva byly provedeny v roce 1855 H. Hirsem. V roce 1897 popsal pokusy s radiálními ložisky mazanými plynem Albert Kingsbury. Roku 1913 zahájil Harrison teoretický výzkum a to přibližným řešením vzduchem mazaného ložiska nekonečné šířky, přičemž předpokládal, že děj v mazací vrstvě je izotermický. Harrisonova práce byla základem pro výzkum Y. Katta a N. Soda, ti v roce 1952 vydali přibližné řešení. V roce 1957 Ford, Harnis a Pantall na pokusech dokázali, že izotermický průběh neodpovídá podmínkám vysokých rychlostí, v témtéž roce dospěl Ausman rovněž k závěru že lépe vyhovuje průběh adiabatický. V roce 1959 vydali výsledky své práce Elrod a Burgdorfer, v níž izotermický průběh považují za pravděpodobný. Také Ausman roku 1961 použil úspěšně izotermický průběh při řešení ložiska. V Československu se vývojem a uplatněním vzduchových ložisek zabývá Státní výzkumný ústav stavby strojů v Běchovicích. Výzkumný ústav havlnáfský v Ústí nad Orlicí aplikuje poznatky SVÚSS Běchovice na uložení apřádního rotoru stroje BD 200A.

2.2. Použití plynem mazaných ložisek.

V důsledku stavby nových strojů a nových technologií výroby jsou nutně zvýšené požadavky na ložiska, jak co do kvality, tak co do zvýšení životnosti. V mnoha případech uložení pomocí klasicky mazaných ložisek se ukazuje jako nevýhodné, zvláště tam, kde se pracuje s malými výkony, například v měřicí technice. Toto uložení spotřebovává určitý výkon daný viskozitou mazacích prostředků a setrvačností valivých ložisek. Plynem mazaná ložiska se začínají prosazovat nejen v měřicích přístrojích ale i ve strojích, jako jsou kompresory, dmychadla a čerpadla. Začínají se uplatňovat rovněž v textilním průmyslu, kde není možno použít minerálních olejů. Plynem mazaná ložiska však nemají úplně nahradit klasická ložiska, ale mají umožnit použití zvláště v oblastech vysokých rychlostí, nízkých a vysokých teplot při požadavku nízkého tření.

2.3. Srovnání vlastností valivých a kluzných ložisek s ložisky mazanými plynem.

Nevýhody valivých ložisek.

- 1/ Při zvyšování otáček rostou uvnitř ložiska dynamická napětí. Jejich nárůst může způsobit poškození ložiska.
- 2/ Vlivem poměrně vysoké viskozity olejů rostou třecí ztráty a tím je mechanická účinnost nižší než u plynem mazaných ložisek.
- 3/ S rostoucími obvodovými rychlostmi ložisek klesá jejich životnost. V praxi se používají do obvodových rychlostí 25 metrů za sekundu činné plochy vnitřního kroužku ložiska. Při vyšších otáčkách se ložisko zahřívá, hlučí a vibruje.
- 4/ Ložiska jsou náročná na mazání a mazací techniku/ zařízení k vytvoření olejové mlhy, chladiče, čerpadla, nádrže,

potrubí apod./

- 5/ Zvýšením teploty klesá viskozita a zhoršuje se nosnost ložiska.
- 6/ Ložiskové prostory vyžadují dokonalé utěsnění před vnikáním nečistot a únikem maziva. Nelze však úplně zabránit smíšení maziva s pracovní látkou stroje, nebo unikání třeba jen nepatrnému z prostoru ložisek do okolí.
- 7/ Valivá a kluzná ložiska vyžadují použití často drahých maziv.

Výhody plynem mazaných ložisek.

- 1/ Tato ložiska umožňují dosáhnout prakticky neomezených jakýchkoliv obvodových rychlostí čepu při správném dimensování průměru.
- 2/ Životnost ložisek je prakticky neomezená, protože nedochází k dotyku činných ploch čepu a pánve.
- 3/ Ztráty tření a vzniklé teplo ve vzduchové vrstvě jsou minimální.
- 4/ Ložiska nepotřebují speciální zařízení k odvodu tepla.
- 5/ S rostoucí teplotou ložiska se poněkud zvyšuje viskozita plynu a tím i nosnost plynové vrstvy.
- 6/ Malý vliv změny teploty na viskozitu plynu umožňuje použití plynového mazání při velmi nízkých i velmi vysokých teplotách ložiska.
- 7/ K mazání je nutno použít plyn neředěný, nevznikal by nosný film, nesmí být vlhký aby nekondenzoval v ložisku.

Nevýhody plynem mazaných ložisek.

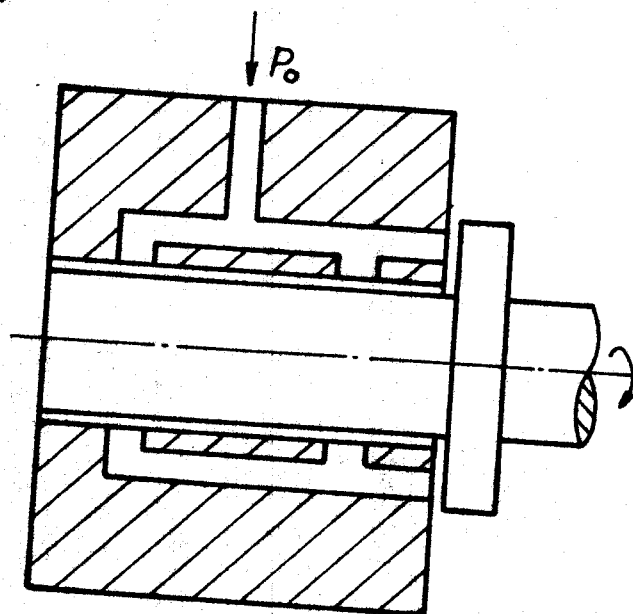
- 1/ Při výrobě čepu a pánve je třeba dodržovat vysokou přesnost souosost a radiální vůli. Nesouosost nesmí přesahovat $0,002 + 0,003$ mm na délce ložiska. Kladou se vysoké požadavky na válcovitost činných ploch čepu a pánve. Malá viskozita vzduchu způsobuje, že nosný film vzniká při

velkém přiblížení činných ploch čepu a pánve, tzn. při velmi malé radiální mezeře mezi nimi. Plyny nemají vlastnost mezního / polosuchého / mazání. Nelze tedy počítat s přípustnými deformacemi a vyrovnaním ložiskových ploch při zabíhání, jak k tomu dochází u kluzných ložisek mazaných olejem. U víceložiskových strojů musí být ložiskové pánve samostatné. Při konstrukci je třeba brát v úvahu možnost selhání mazání rázovým zatížením, nebo přetížením ložisek.

- 2/ Ložisko / čep / musí být dokonale dynamicky vyváženo.
- 3/ Dodávka plynu do ložiska musí být spolehlivá, nesmí vysadit, tlak nesmí kolísat.
- 4/ Plyn se musí před vstupem do ložiska filtrovat.
- 5/ Materiály čepu a pánve musí odolávat zadírání při dotyku činných ploch, při rozběhu a doběhu čepu a při jeho nárazovém zatížení, nebo náhodných kontaktech. Tomu je třeba zabránit zvláště při vysokých obvodových rychlostech čepu.
- 6/ Při velmi vysokých rychlostech čepu vznikají v ložisku vibrace, zvláště při svislé ose rotace.

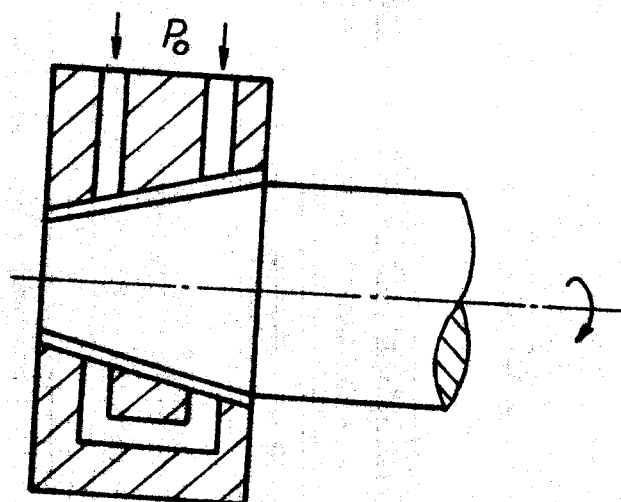
2.4. Základní typy používaných plynových ložisek.

Válcové ložisko radiální a axiální. Pánev je vyrobena buď jako jednoduší pouzdro, nebo je složena z obvedových segmen-
tů, prstenců.



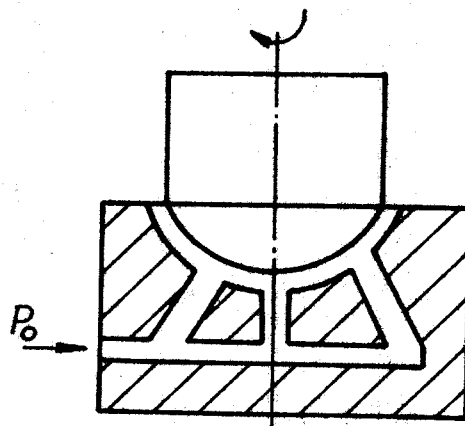
Obr. 1.

Kuželové ložisko radiálně-axiální.



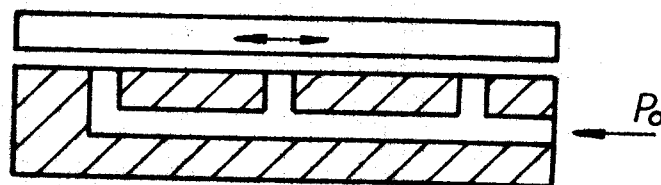
Obr. 2.

Kulové / patní / ložisko.



Obr. 3.

Rovinné šoupátko.



Obr. 4.

2.5. Rozdělení plynem mazaných ložisek.

Ložisko mazané plynem má činné plochy čepu a pánve odděleny plynovou vrstvou. Tato vrstva svojí pružností drží plochy ložiska od sebe. Podobně jako u kapaliného mazání, tak i u plyného vzniká nosná vrstva dvojitým způsobem.

1/ Aerodynamické plynové ložisko.

V aerodynamickém plynovém ložisku vzniká podobná nosná vrstva jaká je u kluzných ložisek. Relativní pohyb kluzných povrchů má v místě ložiskové vůle sací účinek, který způsobuje nasávání maziva v místě nižšího tlaku a při excentrické poloze čepu v ložisku vytváří mezi kluznými plochami tlak v mazací vrstvě. Tento tlak zajišťuje oddělení povrchů od sebe a tím nosnost plynové vrstvy.

Protože je viskozita plynu malá, pouze tisícina viskozity oleje, nebo asi padesátina viskozity vody, je i únosnost těchto ložisek malá. Má-li se zatížený čep v plynovém ložisku rozběhnout z klidu, být zvednut a nesen vrstvou plynu, je zatížení omezeno na $7 + 14 \cdot 10^{-3}$ MPa průmětu ložiskové plochy, podle velikosti vůle a kluzné rychlosti čepu. Jestliže je toto ložisko zatíženo za chodu, může měrné zatížení dosáhnout hodnoty $7 \cdot 10^{-2}$ MPa.

2/ Aerostatické plynové ložisko.

Aerostatické ložisko se liší od aerodynamického tím, že se do něho vhání za běhu tlakový plyn.

Nosnost aerostatických ložisek závisí na praktické hranici tlaku vstupního plynu a na jeho množství. Tato ložiska se zatím použila pro měrné zatížení do $3,5 \cdot 10^{-1}$ MPa.

Únosnost aerostatického ložiska nezávisí na relativním pohybu kluzných ploch, proto může být zatíženo již za klidu.

3/ Podskupinu tvoří ložiska aerodynamická, kombinovaná s aerostatickým rozběhem. Používají se při poměrně velkém statickém zatížení. Při dosažení dostatečně velké obvodové rychlosti běží pak ložisko po přerušení dodávky stlačeného plynu jako ložisko aerodynamické. Dají se použít do měrného zatížení $4 \cdot 10^{-1}$ MPa.

2.6. Teorie plynového mazání.

Vazkost a pružnost plynů.

Důležitým a zatím nejčastěji používaným mazivem plynových ložisek je vzduch. Parametr, který je důležitý pro únosnost ložiska je vazkost nebo-li viskozita. V procesu mazání se tlak a teplota vnitřním třením vzduchu zvětšují. Závislost viskozity plynů na teplotě a tlaku není zanedbatelná.

Dynamiccká viskozita plynu je koeficient úměrnosti v poměru, který vyjadřuje Newtonův zákon pro tečné napětí v předpokládaném laminárním proudu vzduchu:

$$\tau_{xy} = \eta \frac{\partial u}{\partial y}$$

Viskozity některých maziv při tlaku 0,1 MPa.

	20 °C	80 °C	η_{20}/η_{80}
olej	0,007 2	0,000 52	13,85
vzduch	0,000 001 84	0,000 002 12	0,867
vodík	0,000 000 89	0,000 001 01	0,88

tab. 1

Závislost viskozity vzduchu na teplotě.

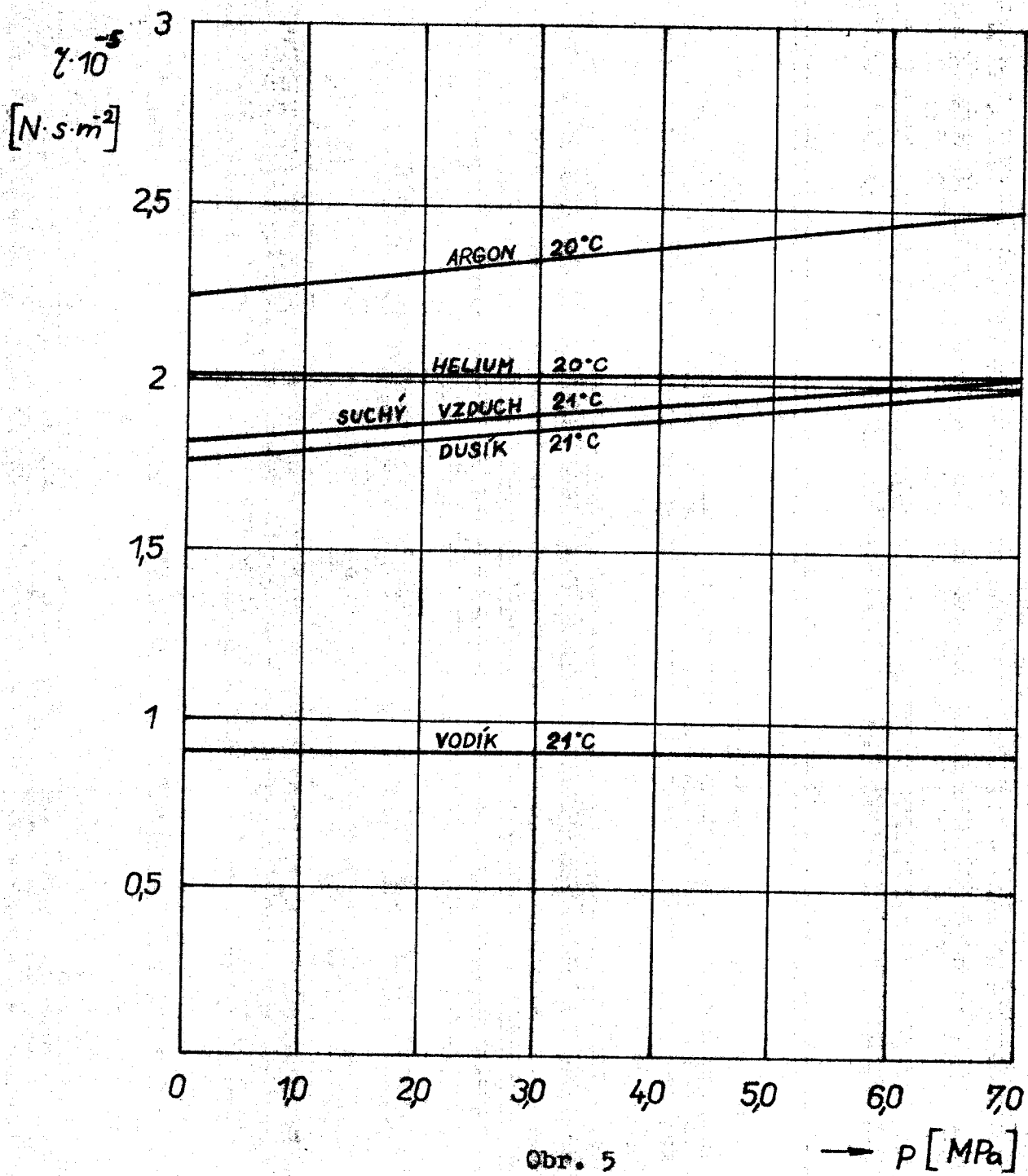
t / °C/	-109	-69	-32	0	21	40	74
$\eta \cdot 10^5 / \text{Ns} \cdot \text{m}^{-2}$	1,15	1,36	1,6	1,7	1,8	2	2,14

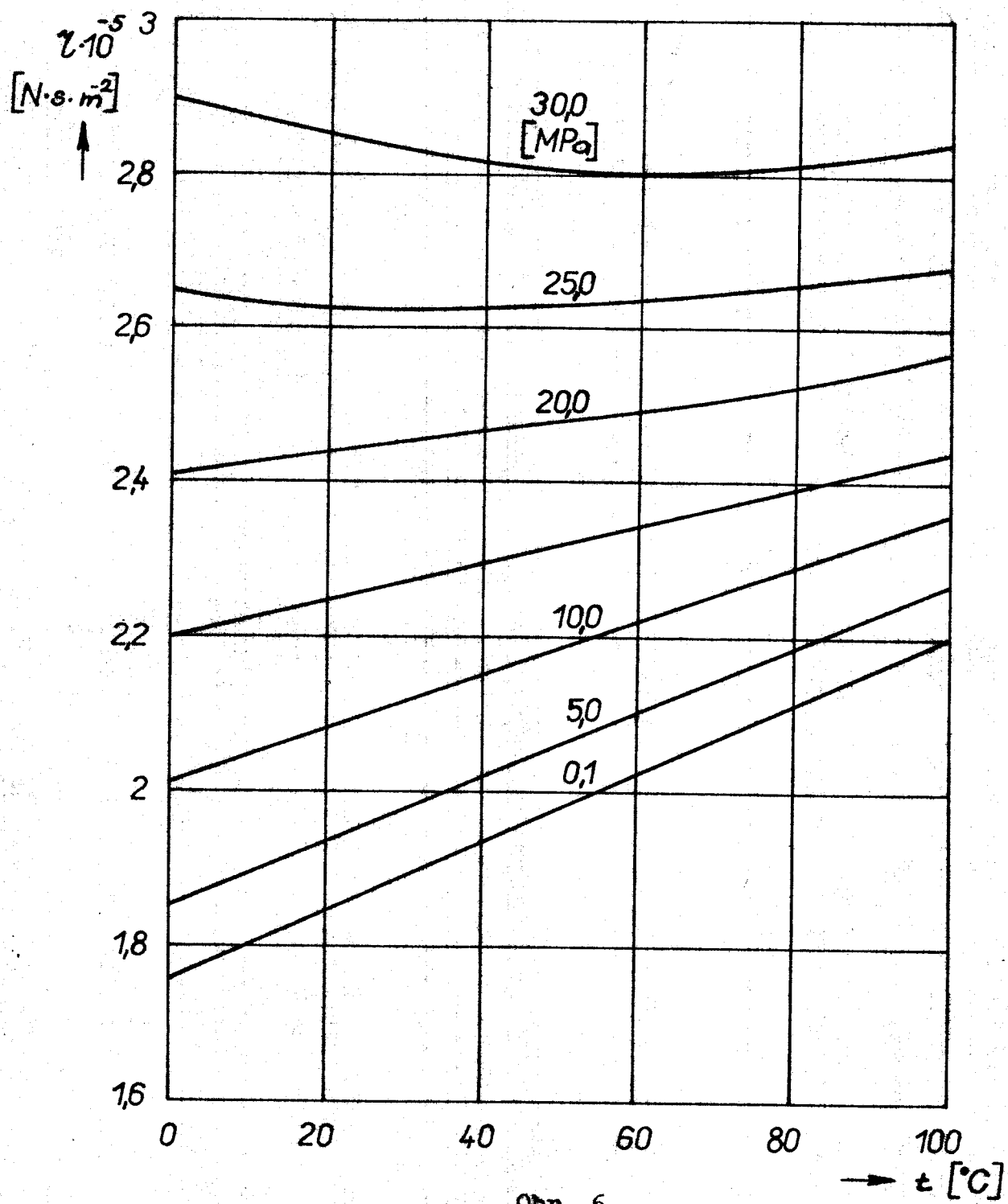
tab. 2

Závislost viskozity vzduchu na tlaku.

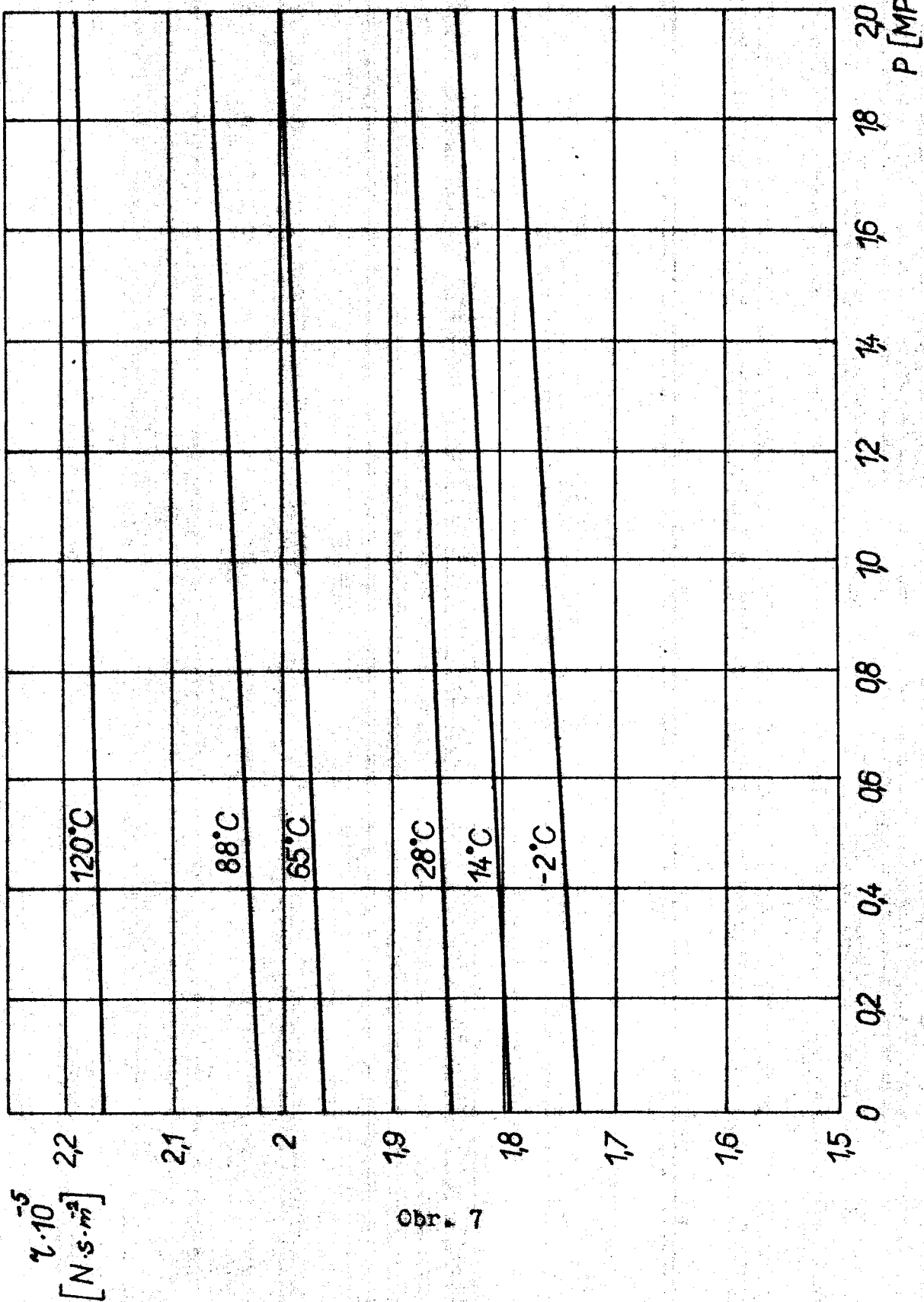
p /MPa/	0,1	5	10
$\eta \cdot 10^5 / \text{Ns} \cdot \text{m}^{-2}$	1,8	1,86	1,99

tab. 3





Obr. 6



Obr. 7

Při mazání plyny se obvykle používá tlaku maximálně do 10 MPa. Z obr.5 je vidět, že viskozita prakticky nezávisí na tlaku. Při průchodu vzduchu ložiskem dochází jen k malému ohřevu a proto můžeme předpokládat i konstantní viskozitu v závislosti na rostoucí teplotě. Vzduch se v ložisku ohřívá nepatrně, lze tedy celý děj považovat za izotermický, z toho plyne poměr $\frac{\rho}{\eta} = \text{konst.}$

Izotermická teorie plynového mazání byla potvrzena jak teoreticky tak i prakticky u různých typů ložisek. Východiskem pro teorii mazání a sledování tlakových poměrů v ložisku je Reynoldsova rovnice. Lze ji sestavit pro tři režimy proudění plynu:

- a/ laminární proudění se setrvačnými silami
- b/ laminární proudění bez setrvačných sil
- c/ turbulentní proudění,

proudění v ložisku se jeví jako laminární bez setrvačných sil. Rozložení tlaků se vypočte z rovnic rovnováhy normálních tlaků a napětí vazkého tření.

Je-li Reynoldsovo číslo větší než 550, je proudění turbulentní

$$Re = \frac{\rho \cdot h \cdot c}{\eta}$$

- ρ - měrná hmotnost plynu
- h - rozměr mezery ložiska
- c - rychlost
- η - viskozita plynu.

První předpoklad teorie mazání plynem:

Je-li poměr $\frac{\rho \cdot h^2 \cdot c}{\eta \cdot l} \ll 1$ l - charakteristický rozměr / délka / ložiska
 pak můžeme setrvačné členy
 v Navier - Stokesově rovnici zanedbat.

Druhý předpoklad teorie mazání plynem.

Napětí τ_{xz} můžeme ve srovnání s napětími τ_{xy} a τ_{yz} zanedbat.

$$\tau_{xy} = \eta \frac{\partial u}{\partial y} \quad \tau_{yz} = \eta \frac{\partial w}{\partial y}$$

Třetí předpoklad teorie mazání plynem.

Hmotové síly se v teorii mazání neuvažují.

Čtvrtý předpoklad teorie mazání plynem.

Teplota vzduchu je konstantní. Bylo dokázáno, že izotermická teorie přesně popisuje proces mazání.

Odvození Reynoldsovy rovnice.

Obecné řešení plynem mazaných ložisek vychází ze základních nelineárních diferenciálních rovnic pro rovnováhu elementární částice.

Navier - Stokesova rovnice:

$$\rho \frac{du}{dt} = \rho X - \frac{\partial p}{\partial x} + \eta \cdot \nabla^2 u + \frac{1}{3} \cdot \eta \frac{\partial \Delta}{\partial x} \quad \dots (1)$$

$$\rho \frac{dv}{dt} = \rho Y - \frac{\partial p}{\partial y} + \eta \cdot \nabla^2 v + \frac{1}{3} \cdot \eta \frac{\partial \Delta}{\partial y}$$

$$\rho \frac{dw}{dt} = \rho Z - \frac{\partial p}{\partial z} + \eta \cdot \nabla^2 w + \frac{1}{3} \cdot \eta \frac{\partial \Delta}{\partial z}$$

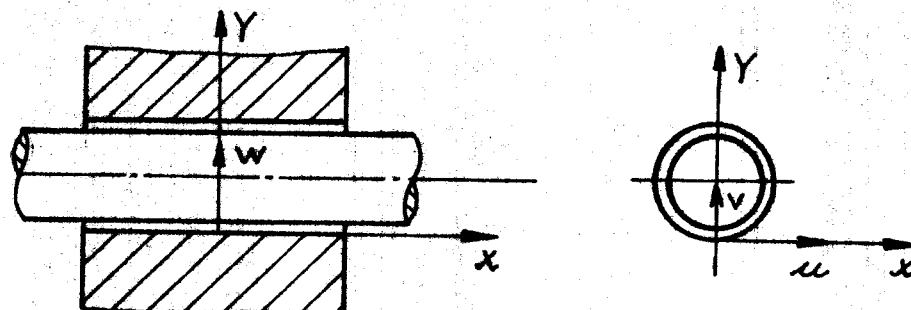
$$\text{kde } \nabla^2 = \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2}$$

$$\Delta = \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z}$$

Použijeme-li první tři předpoklady v rovnici Navier-Stokesově dostaneme:

$$1, \frac{\partial p}{\partial x} = \eta \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \quad 2, \frac{\partial p}{\partial z} = \eta \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \quad 3, \frac{\partial p}{\partial y} = 0$$

Třetí vztah říká, že tlak není závislý na výšce plynové vrstvy, je funkcí souřadnic x , y , z a času. Integrujeme-li první dva výrazy s použitím okrajových podmínek, které říkají, že rychlost částic plynu, které se dotýkají povrchu čepu je stejná jako rychlost čepu ložiska.



Obr. 8

u_2 - složka rychlosti vrchní části plynové vrstvy do osy x

u_1 - složka rychlosti spodní části vrstvy do osy x

w_2 - složka rychlosti vrchní části vrstvy do osy z

w_1 - složka rychlosti spodní části vrstvy do osy z

po integraci dostaneme:

$$u = \frac{1}{2\eta} \frac{\partial p}{\partial x} z (z-h) + \frac{u_2 - u_1}{h} z + u_1$$

$$w = \frac{1}{2\eta} \frac{\partial p}{\partial z} z (z-h) + \frac{w_2 - w_1}{h} z + w_1$$

Integrujeme-li oba výrazy po tloušťce vrstvy h , dostaneme objem plynu, který proteče mezerou o tloušťce h a jednotkové šířce:

$$q_x = -\frac{h^3}{12\eta_0} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{u_2 + u_1}{2} h$$

$$q_z = -\frac{h^3}{12\eta_0} \frac{\partial p}{\partial z} + \frac{w_2 + w_1}{2} h$$

kde η_0 je střední dynamická viskozita vyjádřená rovnicí:

$$\frac{1}{\eta_0} \int_0^h \eta (z-h) dz = \int_0^h \frac{\eta (z-h) z}{\eta(x, y, z, t)} dz$$

Použitím tohoto předpokladu k vyjádření hmotového proudu můžeme zvolit ρ_0 , které vyhovuje rovnici: $q_x = q_x \cdot \rho_0$; $q_z = q_z \cdot \rho_0$

zvolíme funkci $m = \int_0^l \rho dy$ dosadíme za g_x a g_z a hmotnost m do rovnice kontinuity

$$\frac{\partial m}{\partial t} + \frac{\partial g_x}{\partial x} + \frac{\partial g_z}{\partial z} = 0$$

dostaneme obecnou Reynoldsovu rovnici:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho_0 h^3}{\eta_0} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\rho_0 h^3}{\eta_0} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 12 \frac{\partial \mu}{\partial t} + \\ + 6 \left\{ \frac{\partial}{\partial x} [\rho_0 h (\mu_2 + \mu_1)] + \frac{\partial}{\partial z} [\rho_0 h (w_2 + w_1)] \right\} \end{aligned} \quad \dots (2)$$

Použijeme předpoklady:

- 1/ viskozita se v procesu mazání nemění
 - 2/ uvažujeme ideální plyn, pro nějž platí
- použijí-li se tyto předpoklady, získáme izotermickou rovnici Reynoldsovu:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x} (p \cdot h^3 \frac{\partial p}{\partial x}) + \frac{\partial}{\partial z} (p \cdot h^3 \frac{\partial p}{\partial z}) = 12 \eta \cdot \frac{\partial (p \cdot h)}{\partial t} + \\ + 6 \eta \left\{ (\mu_2 + \mu_1) \frac{\partial (p \cdot h)}{\partial x} + (w_2 + w_1) \cdot \frac{\partial (p \cdot h)}{\partial z} \right\} \end{aligned} \quad \dots (3)$$

protože se během pohybu povrchy nedeformují, musí platit:

$$\frac{\partial}{\partial x} (\mu_2 + \mu_1) + \frac{\partial}{\partial z} (w_2 + w_1) = 0$$

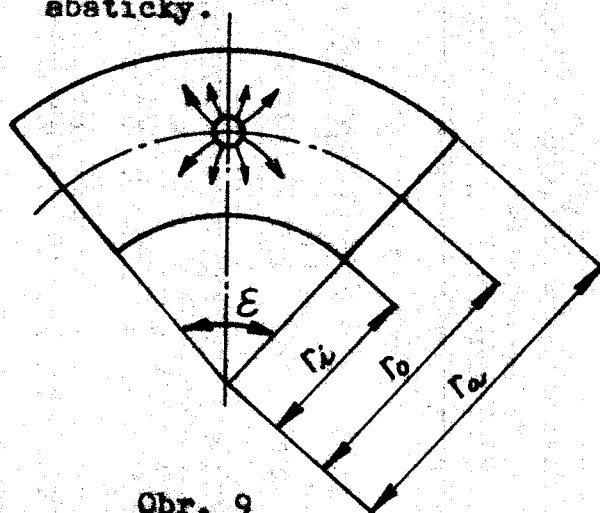
2.7. Teorie výpočtu plynového ložiska podle E. Locha.

Aerostatická ložiska se mohou pro výpočet nahradit více jednotkovými nosnými poli /JNP/.

Zavedené předpoklady:

- 1/ Ložisková vůle je konstantní pro celé jednotkové nosné pole.
- 2/ Proudění v ložisku je laminární.
- 3/ Změna stavu během proudění v mezeře je izotermní.
- 4/ Vzduch považujeme za ideální plyn.
- 5/ Dynamické účinky proudu vzduchu se zanedbávají.

6/ Přívodní části k ložisku jsou protékány vzduchem adi-
abaticky.



ε - úhel jednotkové
nosné plochy

Obr. 9

Nosná síla pole: $F = (C \cdot p_1 - p_2) \cdot S$ S - plocha pole ... (4)

C je faktor nosnosti pro přívod vzduchu tryskou

$$C = C_{\infty} \cdot \sqrt{\frac{p_2}{p_1}} = C_{\infty} \cdot f$$

C_{∞} - faktor nosnosti pro radiální proudění vzduchu štěrbinou

$$C_{\infty} = \frac{(C_{KA} + C_{KI} \cdot \frac{r_i}{r_a})}{1 - \left(\frac{r_i}{r_a}\right)^2}$$

r_i - vnitřní poloměr jednotkové
nosné plochy

r_a - vnější poloměr nosné plochy

C_{KA} - faktor nosnosti při proudění

C_{KI} - faktor nosnosti při proudění

faktory C_{KA} a C_{KI} se určí z tabulek obr. 15, 16

$$f = \sqrt{\frac{p_2}{p_1}} = \sqrt[4]{1 - \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^2\right] \frac{1}{1 + \alpha_d}}$$

pro trysku ústící přímo do mezery:

$$\alpha_d = \frac{0,5 \cdot \ln K}{\ln \frac{V \cdot d}{2 \cdot r_0}}$$

r_0 - poloměr, na kterém jsou pří-
vodní trysky

$$K = \ln \left(\frac{r_a}{r_i}\right)$$

α_d - průtokový součinitel

plocha nosného pole

$$S = \frac{\pi \cdot \varepsilon (r_a^2 - r_i^2)}{360}$$

ε - úhel nosné plochy

... (5)

množství plynu, které proteče štěrbinou

$$G_s = G_{s\infty} \cdot \frac{\sqrt{\left(\frac{p_s}{p_a}\right)^2 - 1}}{\sqrt{\left(\frac{p_1}{p_a}\right)^2 - 1}} = G_{s\infty} \cdot \sqrt{\frac{\mathcal{L}_d}{1 + \mathcal{L}_d}}$$

množství plynu proteklé jednotkovou nosnou plochou

$$G_{s\infty} = \frac{\tau \cdot \varepsilon \cdot \mathcal{L}^3 \cdot (p_1^2 - p_a^2)}{4320 \cdot \gamma \cdot R \cdot T} \cdot \left[\frac{1}{\ln\left(\frac{r_a}{r_o}\right)} + \frac{1}{\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)} \right] \quad \dots (6)$$

R - plynová konstanta vzduchu

T - absolutní teplota plynu

Parametry: $K^* = \tau \cdot \frac{\varepsilon}{360}$

$$K = \ln \frac{r_a}{r_i}$$

pro $\frac{K^*}{K} > 0$

nebo $\frac{K}{K^*} < 0,5$

$$\text{je } V = \frac{180}{\varepsilon}$$

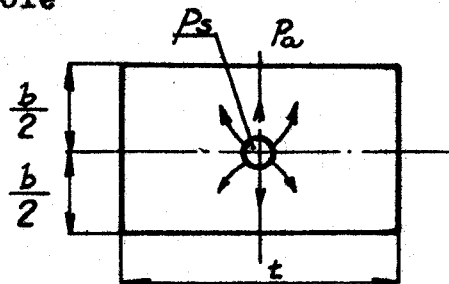
V - počet nosných polí na přímý úhel 180°

$$\sqrt{K} = \frac{2}{e^{\frac{(\tau \cdot K)}{4 \cdot K^*}}}$$

$$\mathcal{L}_d = \frac{\ln 2 - \frac{\pi}{4} \cdot \frac{K}{K^*}}{\ln \frac{V \cdot d}{2 \cdot r_o}}$$

po dosazení bude:

Pravouhlé jednotkové nosné pole je zvláštní případ kruhového nosného pole



Obr. 10

b - šířka jednotkového nosného pole

t - délka pole

p_a - atmosferický tlak

parametry: $K^* = \frac{t}{2}$

K = b

nosná plocha: S = b · t

nosná síla: F = (Cp₁ - p_a) · S

faktor nosnosti pro přívod vzduchu: C = C_∞ · f

$$C_{\infty} = \frac{2}{3} \cdot \frac{1 - \left(\frac{p_a}{p_1}\right)^3}{1 - \left(\frac{p_a}{p_1}\right)^2}$$

pro $\frac{K^*}{K} > 0$ nebo $\frac{K}{K^*} < 0,5$

platí:
$$\mathcal{L}_d = \frac{\ln 2 - \frac{\pi}{2} \frac{b}{t}}{\ln \frac{d}{t}}$$

d - průměr tryšky

proteklé množství vzduchu vypočteme:

$$G_s = G_{s\infty} \frac{\mathcal{L}_d}{1 + \mathcal{L}_d} \quad G_{s\infty} = \frac{\varepsilon \cdot h^3 (p_1^2 - p_a^2)}{6 \cdot b \cdot \eta \cdot R \cdot T} \quad \dots (7)$$

Ložiskové číslo jednotkového nosného pole

Pro výpočet aerostatických nosných polí máme k dispozici hodnoty: p₀ - tlak před tryškou

p_a - tlak atmosferický

ℒ - tloušťka ložiskové mezery

Tlak p₁ v mezeře mezi čepem a pouzdem lze zjistit pomocí ložiskového čísla ℒ.

Proudění vzduchu tryškou považujeme za adiabatické, pak proteklé množství tryškou

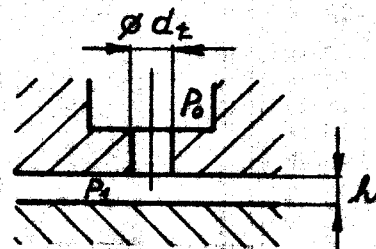
$$G_z = \mathcal{L} \cdot S \cdot p_0 \sqrt{\frac{2g}{R \cdot T} \frac{x}{x-1} \left[\left(\frac{p_1}{p_0}\right)^{\frac{2}{x}} - \left(\frac{p_1}{p_0}\right)^{\frac{x+1}{x}} \right]} \quad \dots (8)$$

ℒ - výtokový součinitel (0,7 + 0,9)

s - průřez tryšky

Průtočné množství protékající ložiskovou mezerou musí být rovno množství, které proteče tryskou - tedy: $G_s = G_t$

ložiskové číslo Λ závisí na a/ tvaru trysky
b/ na tlaku p_0 a p_a



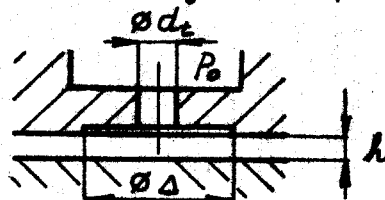
Obr. 11

pro nerovnost $4 \cdot h < d_t$ platí $s = \pi \cdot d_t \cdot h$
ložiskové číslo:

$$\Lambda = \frac{t \cdot p_a \cdot h^2}{6 \cdot \pi \cdot b \cdot c \cdot d_t \cdot \gamma \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot R \cdot T}} \cdot \sqrt{\frac{L_d}{1 + L_d}}$$

pro $4 \cdot h > d_t$ platí $s = \frac{\pi \cdot d_t^2}{4}$

$$\Lambda = \frac{2 \cdot t \cdot p_a \cdot h^3}{3 \cdot \pi \cdot b \cdot c \cdot d_t^2 \cdot \gamma \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot R \cdot T}} \cdot \sqrt{\frac{L_d}{1 + L_d}}$$



Obr. 12

pro $4 \cdot h \cdot \Delta > d_t^2$ platí $s = \frac{\pi \cdot d_t^2}{4}$

$$\Lambda = \frac{2 \cdot t \cdot p_a \cdot h^3}{3 \cdot \pi \cdot b \cdot c \cdot d_t^2 \cdot \gamma \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot R \cdot T}} \cdot \sqrt{\frac{L_d}{1 + L_d}}$$

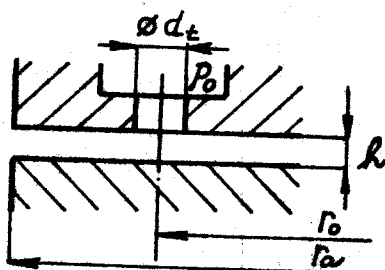
pro: $4 \cdot h \cdot \Delta < d_t^2$ je $s = \pi \cdot \Delta \cdot h$

$$\Lambda = \frac{E \cdot p_a \cdot h^2}{2160 \cdot \Delta \cdot c \cdot \gamma \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot R \cdot T \cdot \ln \frac{p_a}{p_0}}} \cdot \sqrt{\frac{L_d}{1 + L_d}}$$

Axiální ložiska:

pro $4 \cdot h < d_t$ je $s = r \cdot d_t \cdot h$

$$A_L = \frac{\varepsilon \cdot p_a \cdot h^2}{2160 \cdot \varepsilon \cdot d_t \cdot \gamma \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot R \cdot T} \cdot \ln \frac{r_a}{r_o}} \cdot \sqrt{\frac{Ld}{1+Ld}}$$



pro $4 \cdot h > d_t$ je $s = \frac{\pi \cdot d_t^2}{4}$

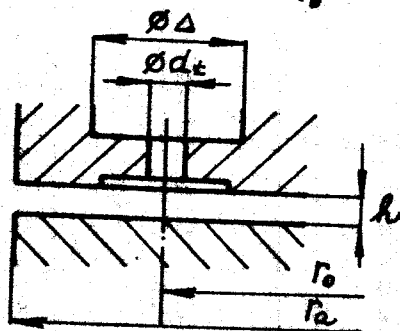
Obr. 13

$$A_L = \frac{\varepsilon \cdot p_a \cdot h^3}{540 \cdot \varepsilon \cdot \gamma \cdot d_t^2 \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot R \cdot T} \cdot \ln \frac{r_a}{r_o}} \cdot \sqrt{\frac{Ld}{1+Ld}}$$

ε - úhel jednotkové nosné plochy

pro $4 \cdot h \cdot \Delta > d_t^2$ je $s = \frac{r \cdot d_t^2}{4}$

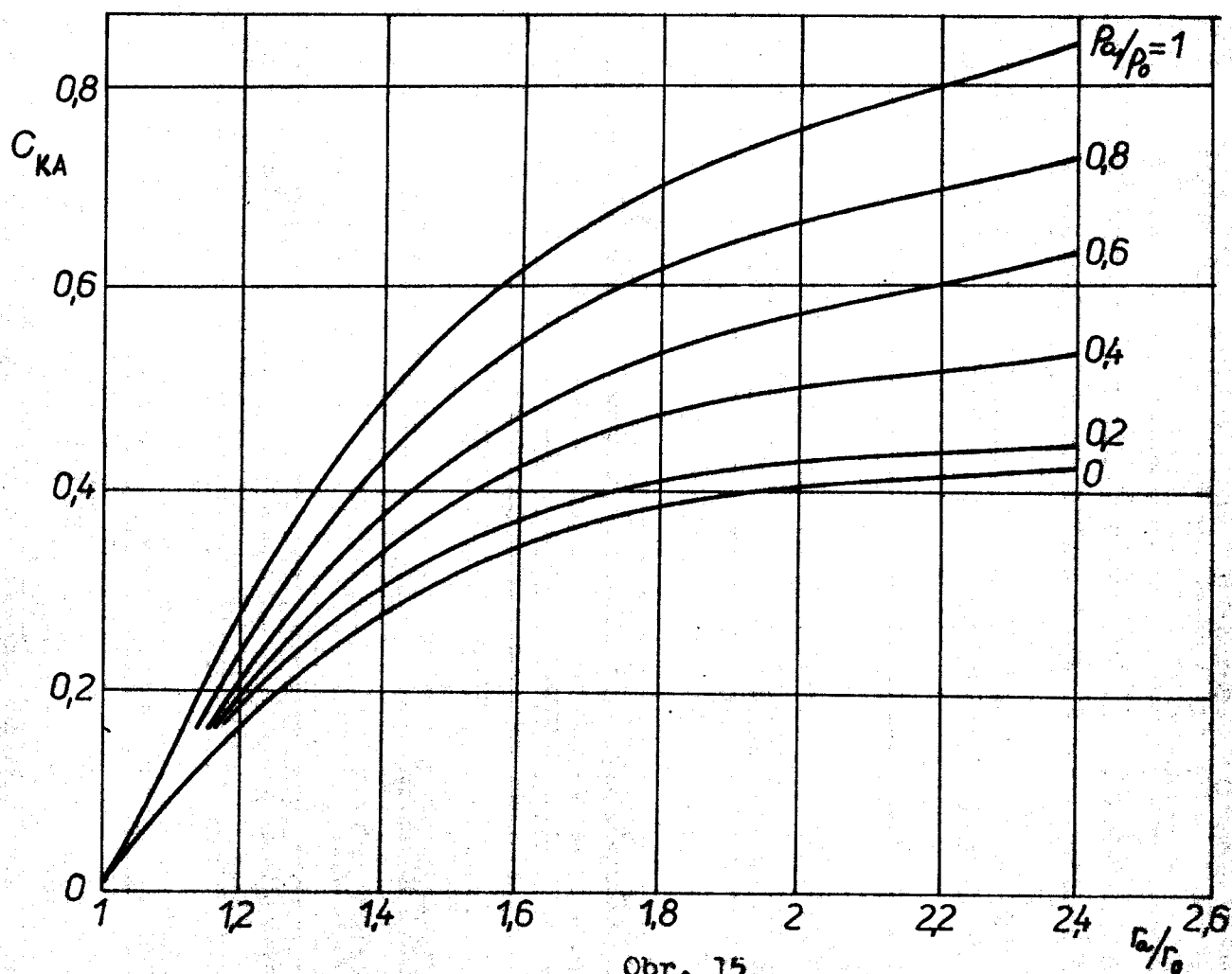
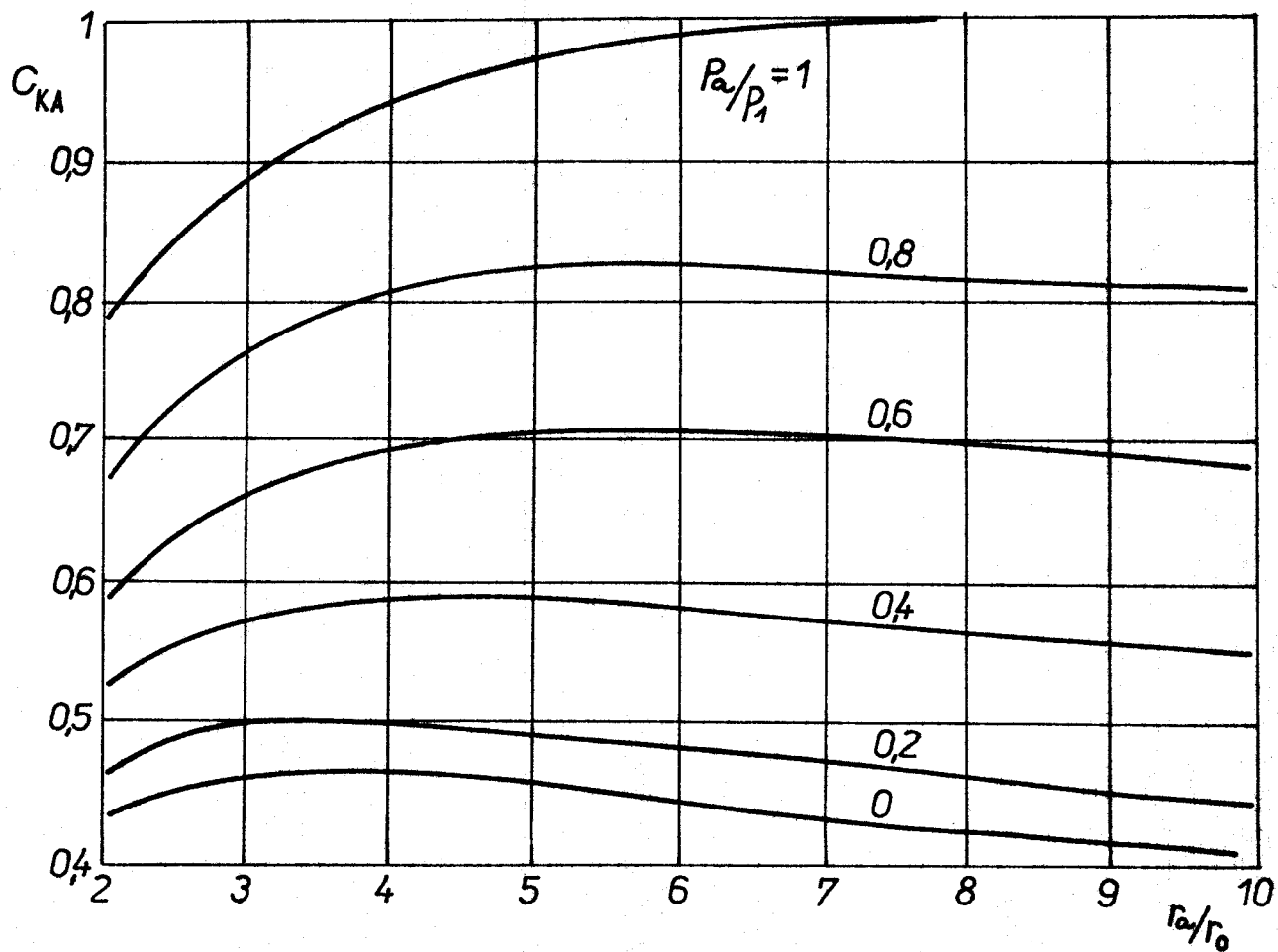
$$A_L = \frac{\varepsilon \cdot p_a \cdot h^3}{540 \cdot \varepsilon \cdot \gamma \cdot d_t^2 \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot R \cdot T} \cdot \ln \frac{r_a}{r_o}} \cdot \sqrt{\frac{Ld}{1+Ld}}$$

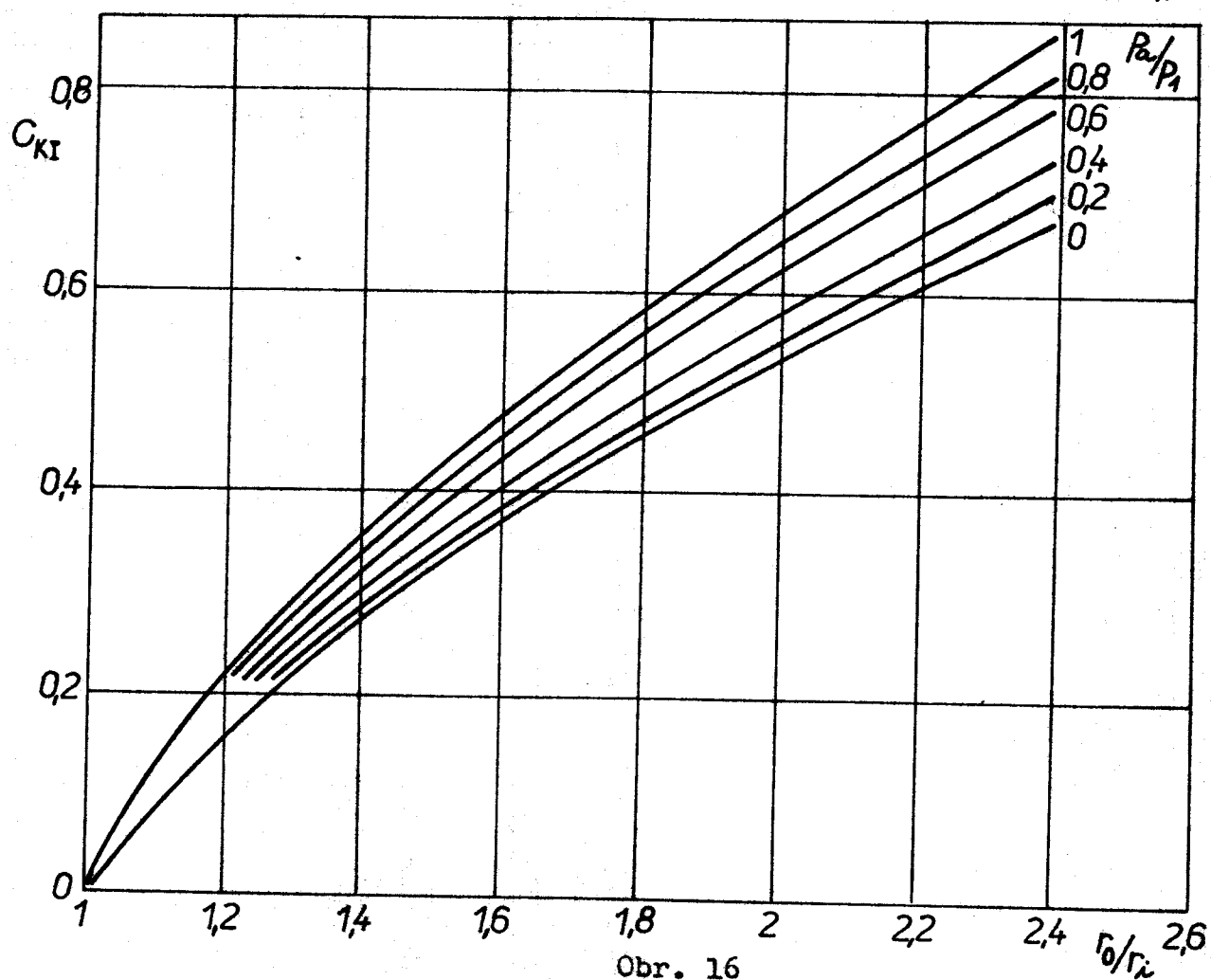
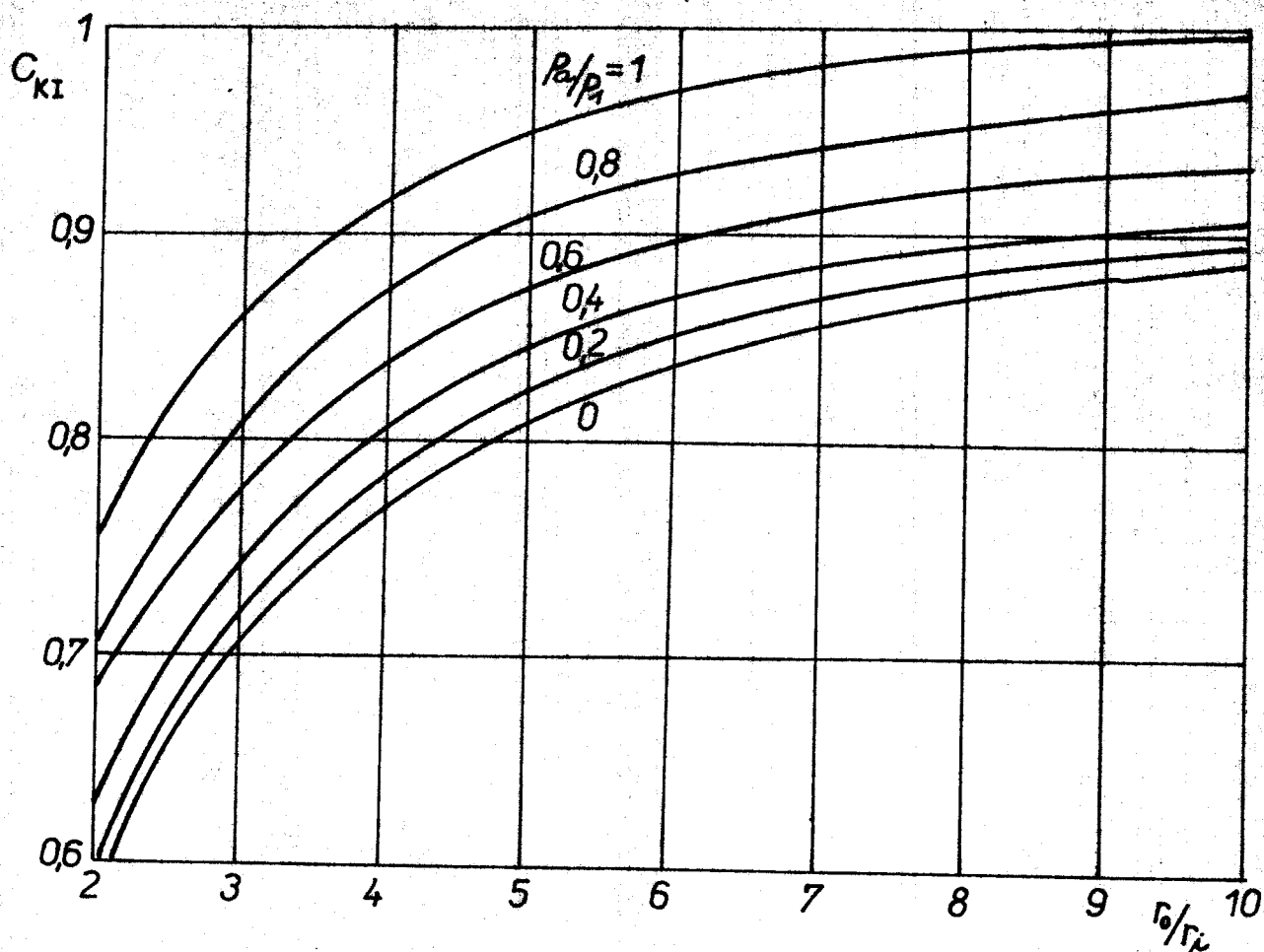


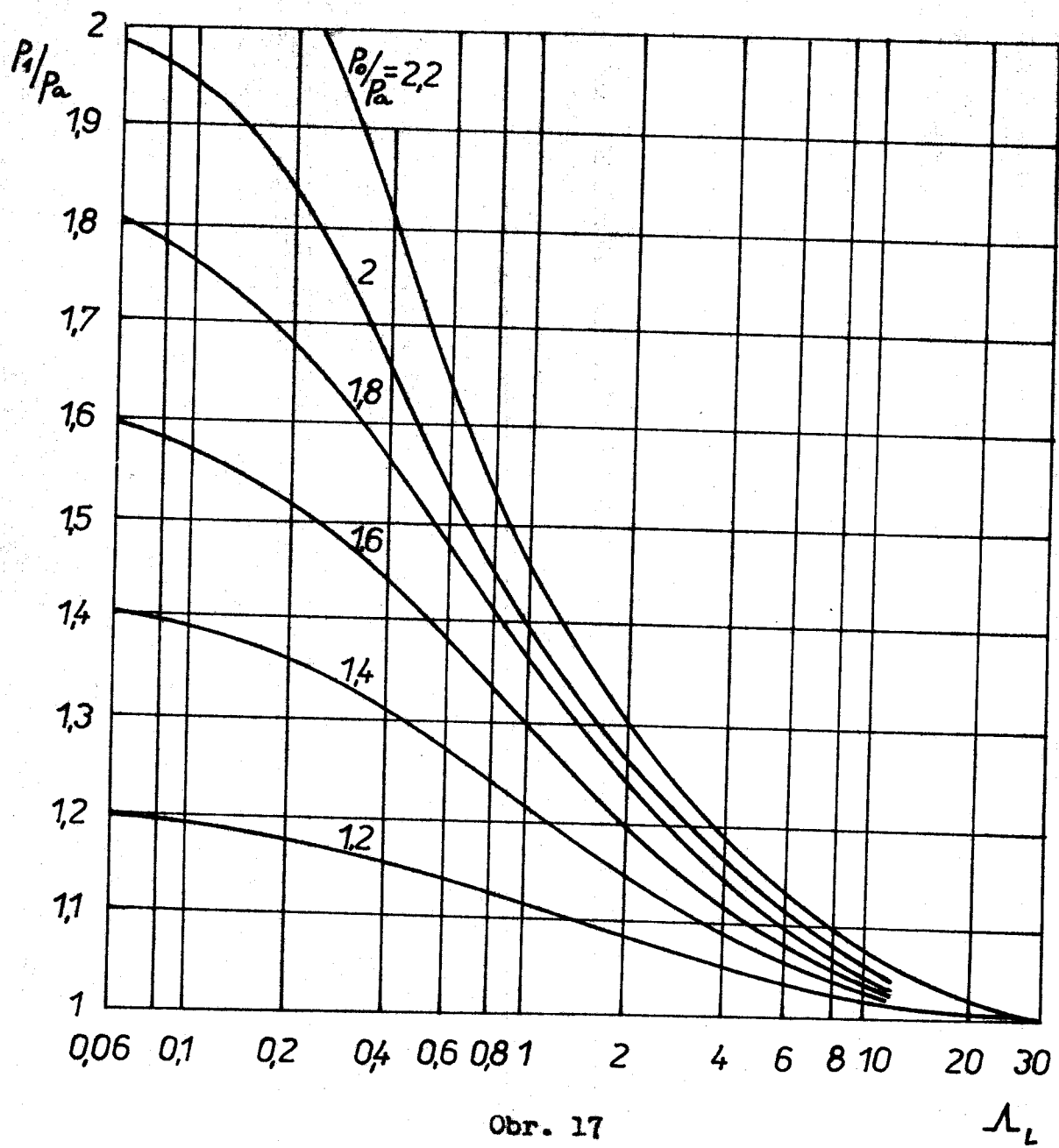
Obr. 14

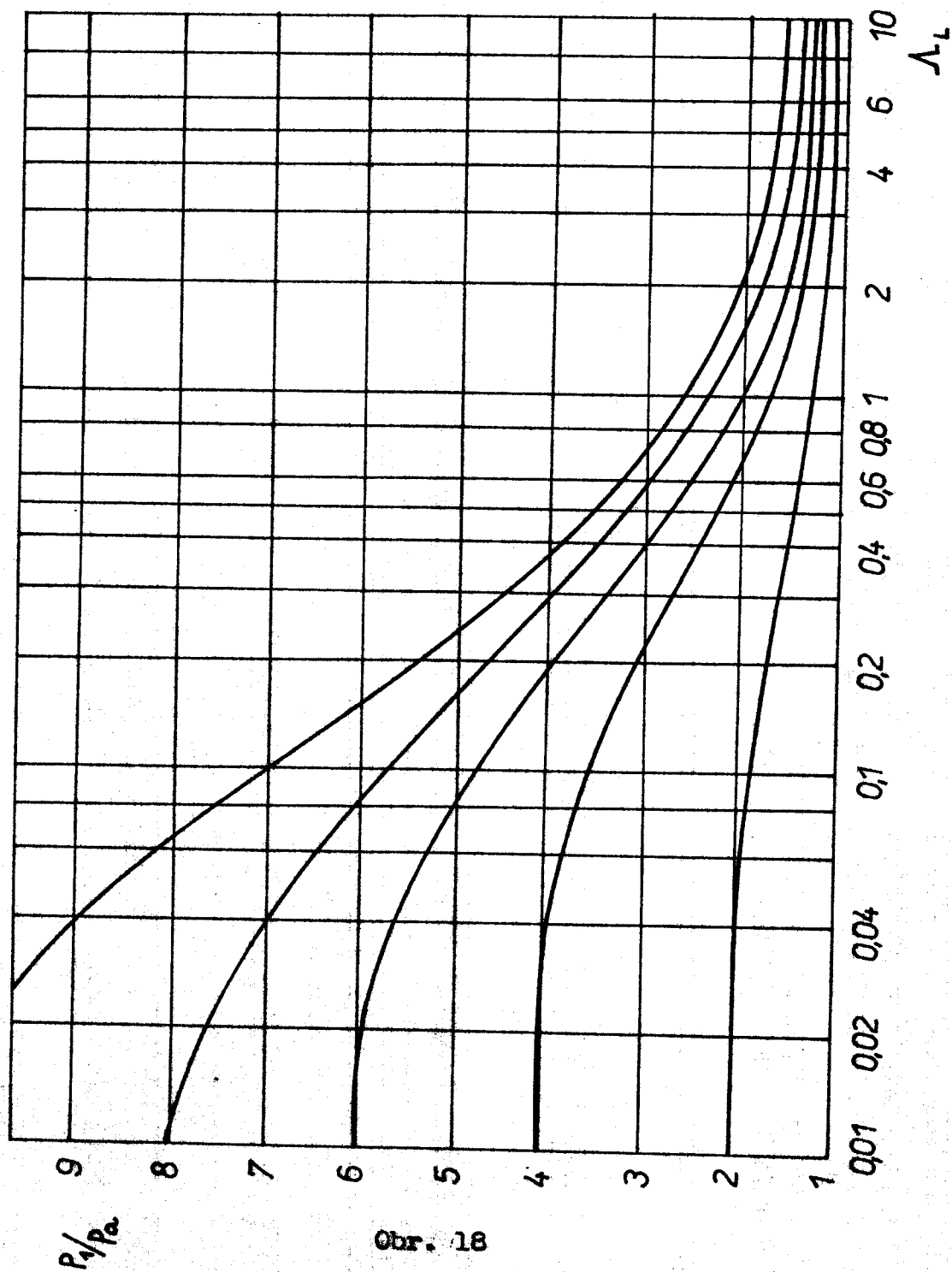
pro $4 \cdot h \cdot \Delta < d_t^2$ je $s = r \cdot \Delta \cdot h$

$$A_L = \frac{\varepsilon \cdot p_a \cdot h^2}{2160 \cdot \Delta \cdot \varepsilon \cdot \gamma \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot R \cdot T} \cdot \ln \frac{r_a}{r_o}} \cdot \sqrt{\frac{Ld}{1+Ld}}$$





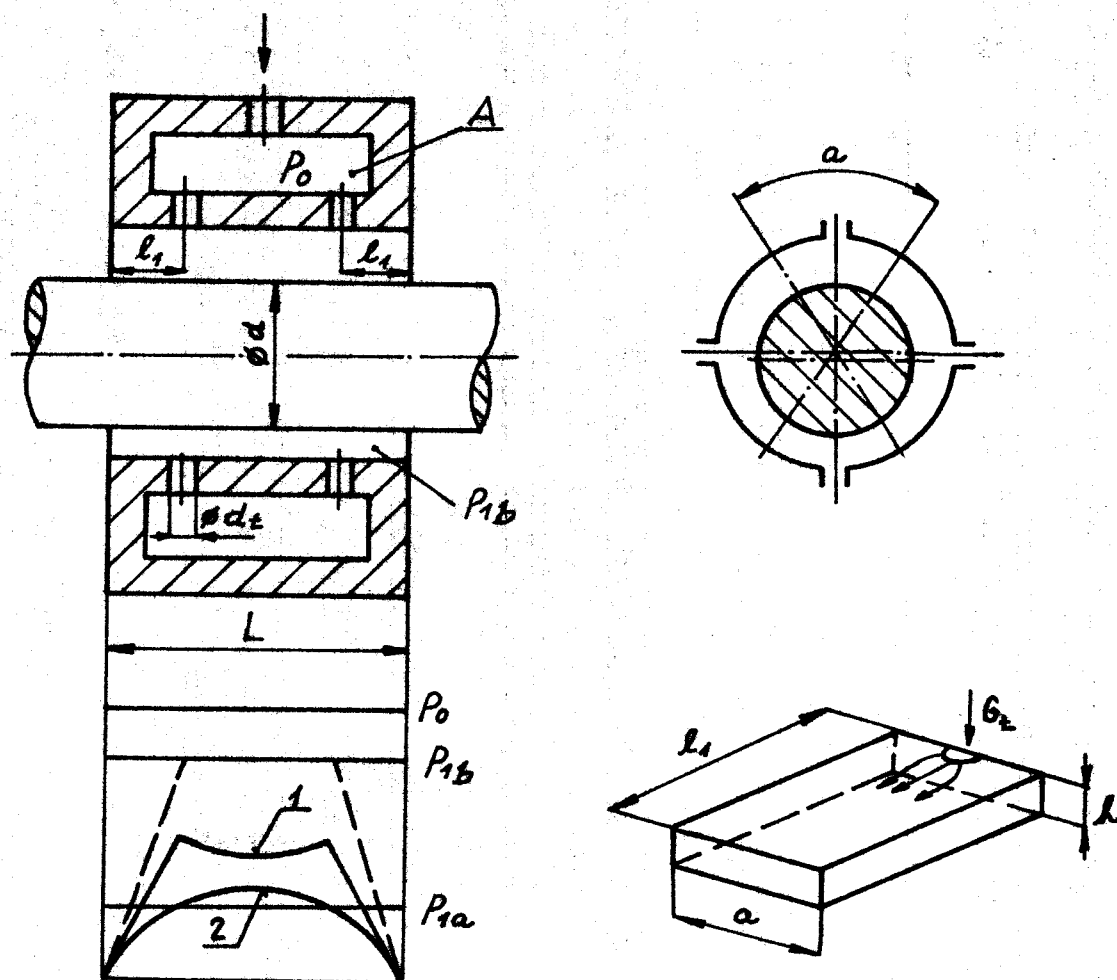




P_1/P_0

Обр. 18

2.8. Teorie radiálního aerostatického ložiska podle
M. S. Grassama a J. W. Powella



Obr. 19

- 1 - průběh tlaku v horní části ložiska
- 2 - průběh tlaku v dolní části ložiska

— skutečné rozložení tlaku v mezeře ložiska
 --- teoretické rozložení tlaku v mezeře ložiska podle
 teorie osového proudění

Plyn proudí do drážky A, která je v tělese ložiska po celém obvodu, z ní proudí plyn tryskami do mezery mezi hřídel a pouzdro. V mezeře vytváří nosnou vrstvu a uniká do atmo-

sféra. Při zatížení ložiska v zužující se mezeře aerodynamický odpor vzrůstá. Tím vzniká nosná síla, která umožňuje chod ložiska.

Model osového proudění.

V matematickém řešení je zužující se mezera nahrazena hranolovitými štěrbinami, každá přísluší jedné trysece.

Rozměry ekvivalentní štěrbiny

$$\text{šířka } a = \frac{F \cdot D}{n}$$

n' - počet trysek

délka l_1 je vzdálenost trysky od kraje ložiska

výška h je výška místní mezery, která odpovídá poloze trysky na obvodu pouzdra

U matematického modelu osového proudění v prostoru mezi dvěma tryskami je tlak konstantní p_1 . Po sečtení všech vertikálních složek vztlakových sil od všech štěrbin dostaneme sílu závislou na rozměrech ložiska, vlastnostech plynu, tlaku a výstřednosti.

$$F = C_1 \cdot L \cdot D \cdot (p_0 - p_a)$$

C_1 - koeficient únosnosti ložiska

vztah podle Robinsona pro sudý počet trysek

$$C_1 = 2 \cdot \sin \frac{\pi}{n'} \left(1 - \frac{3L_1}{3L} \right) \left[K_{g1} \cdot \cos \frac{\pi}{n'} + K_{g2} \cdot \cos \frac{3\pi}{n'} + \dots \right. \\ \left. \dots + K_{g(n'/2)} \cos \left(\pi - \frac{\pi}{n'} \right) \right] \quad n' - \text{počet trysek..(9)}$$

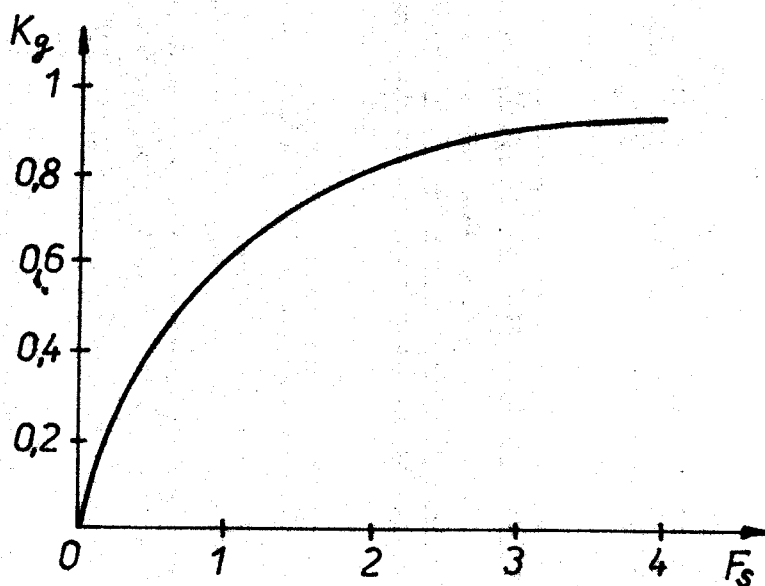
Koeficient tlaku ve štěrbině

$$K_g = \frac{p_1 - p_a}{p_0 - p_a}$$

K výpočtu únosnosti ložiska je třeba znát koeficient tlaku K_g ve štěrbině pro každou ekvivalentní štěrbinu. Koeficient štěrbiny F_a získáme, porovnáme-li proteklé množství plynu tryskou a ekvivalentní štěrbinou.

$$F_s = \frac{\frac{p_a}{p_0}}{\sqrt{\left(1 - \frac{p_a}{p_0}\right) \cdot \left(1 + \frac{p_a}{p_0}\right)}} \cdot \frac{24.2 \sqrt{2.2 \cdot R \cdot T}}{p_a \cdot g} \cdot \frac{l_1 \cdot a \cdot s}{a \cdot l^3}$$

λ - výtokový koeficient
 a - plocha trysky

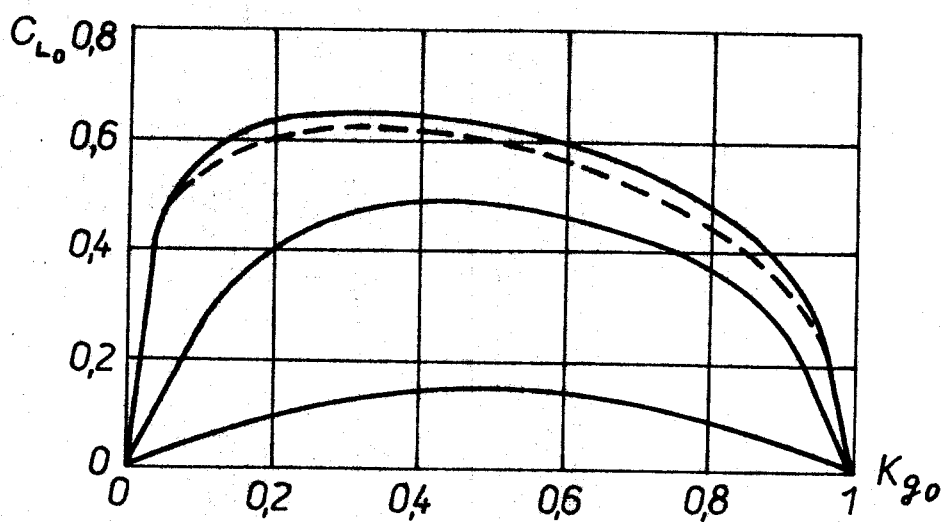


Obr. 20

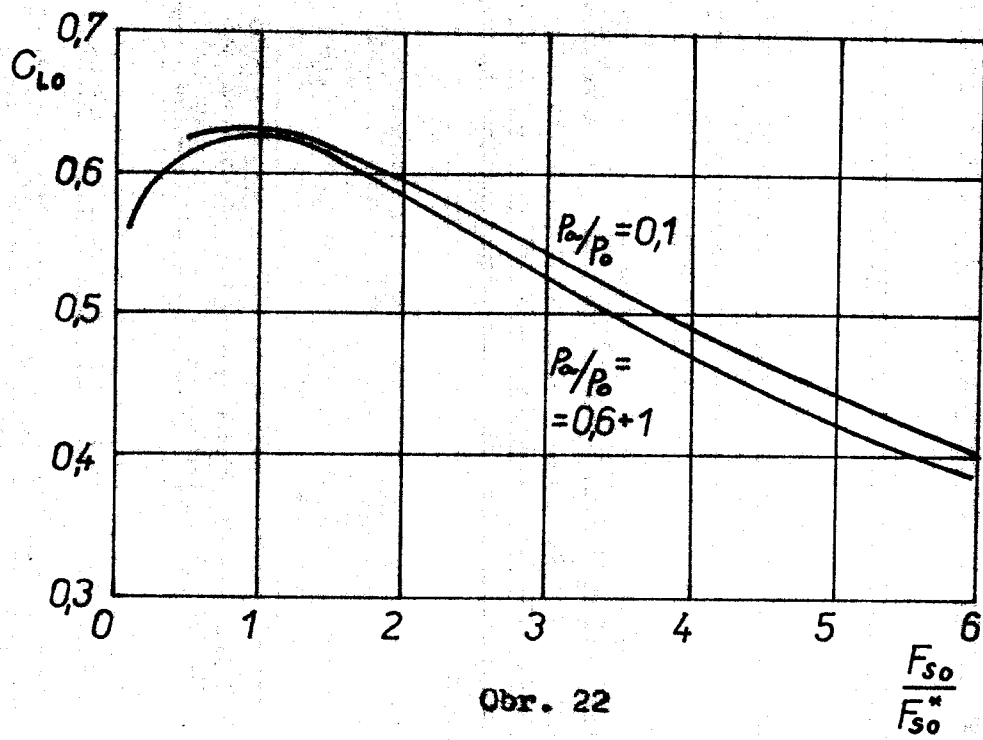
koeficient tlaku při h_0 nezátíženém ložisku - při nulové excentricitě

$$h_0 = c \quad \lambda = \frac{c}{R}$$

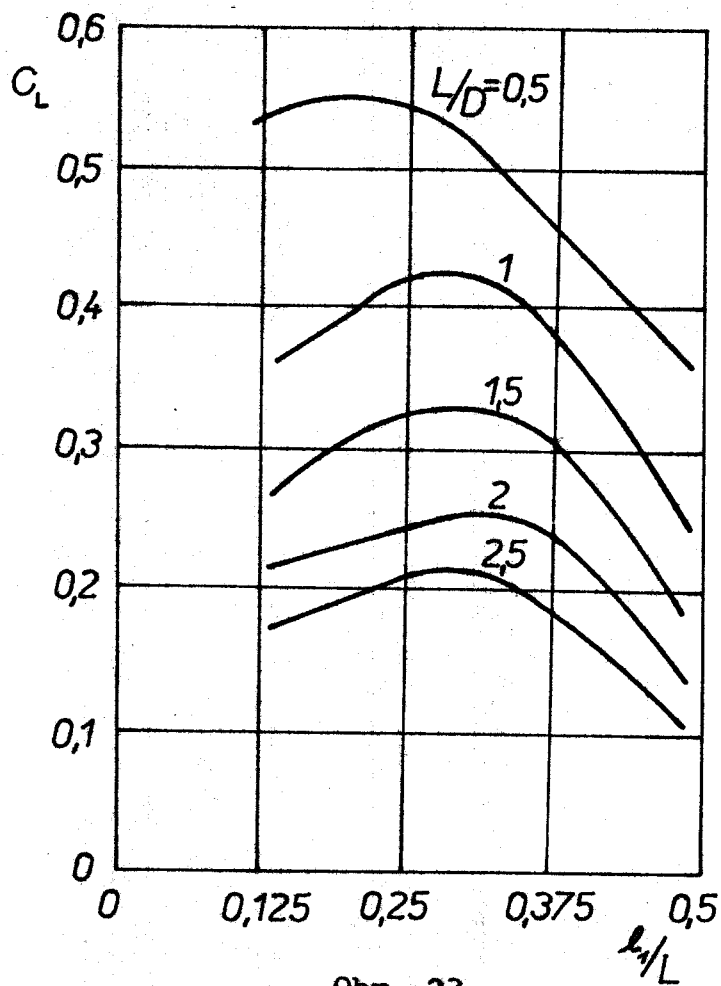
$$K_{g0} = \frac{p_1 - p_2}{p_0 - p_2} \quad \frac{F_s}{F_{s0}} = \left(\frac{h_0}{h} \right)^3 = \frac{1}{(1 - \lambda \cos \alpha)^3}$$



Obr. 21



Obr. 22



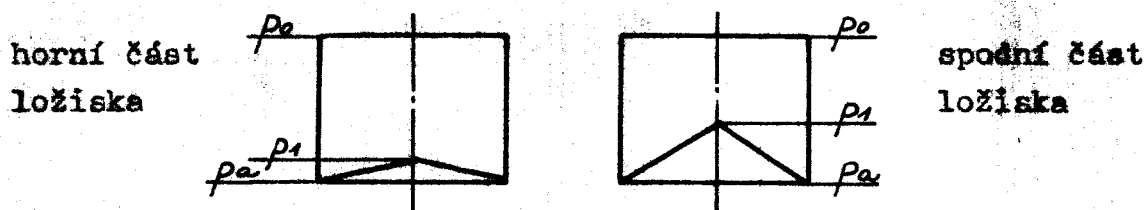
Obr. 23

———— nestlačitelné mazadlo

----- stlačitelné mazadlo

koeficient tlaku v ložisku K_{go} je konstrukční parametr, podle něhož lze určit pokles tlaku v mezeře jako část celkového poklesu tlaku pro případ, když není ložisko zatíženo.

Zjednodušený význam koeficientu K_{go}



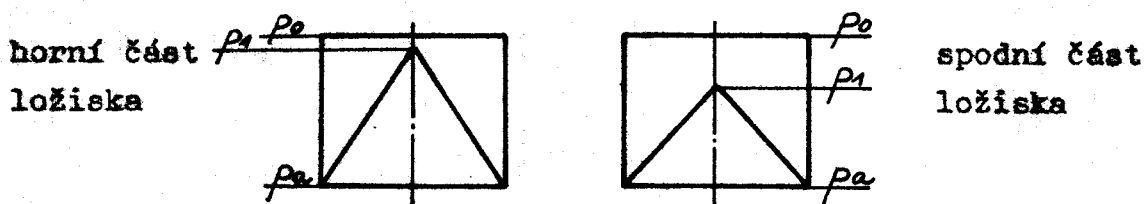
Obr.24

obrázek ukazuje průběh tlaků pro malé hodnoty K_{go} .

Tlak ve spodní části je několikrát větší než v horní.

Výsledný tlak je nízký, tzn. že únosnost ložiska je nízká.

Tyto poměry v ložisku mohou vzniknout, je-li malá plocha trysek, velká radiální /axiální/ mezera, nebo trysky jsou blízko kraje ložiska, nebo je velký tlak přírodního vzduchu.



Obr.25

obrázky platí pro velké hodnoty K_{go} .

Tlaky v obou částech ložiska jsou vysoké, jejich rozdíl není velký a ložisko má opět malou únosnost. Tyto poměry mohou nastat při velké ploše trysek, malé mezeře, velké vzdálenosti trysek od kraje ložiska nebo malém přírodním tlaku.

Koeficient pro maximální únosnost: $K_{go} = (0,35 + 0,5)$

2.9. Výpočet aerostatického radiálního ložiska podle ing. Trnky z SVÚSS Běchovice

Vychází se z Navier - Stokesových rovnic, z nich se odvodí Reynoldsova rovnice. Tuto rovnici lze řešit za zjednodušujících předpokladů:

- 1/ konstantní viskozita plynů v uvažovaném rozsahu teplot a tlaků $\gamma / t, p / = \text{konst}$
- 2/ konstantní hustota maziva v uvažovaném rozsahu teplot $\rho / t / = \text{konst}$
- 3/ předpokládáme laminární proudění $Re < 2000$
- 4/ uvažujeme pouze složku rychlosti ve směru kluzného pohybu u a zanedbáváme složky w , v kolmé na u
- 5/ izotermický proces v mazací vrstvě

Dosadíme-li předpoklady do Reynoldsovy rovnice, dostaneme:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \rho \cdot \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 \rho \cdot \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6 \cdot \gamma \cdot \mu_1 \cdot \frac{\partial}{\partial x} [\rho \cdot h]$$

pro ideální plyn platí $\frac{p}{\rho} = \text{konst}$

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \rho \cdot \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 \rho \cdot \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6 \cdot \gamma \cdot \mu_1 \cdot \frac{\partial}{\partial x} [\rho \cdot h] \quad \dots (10)$$

z této rovnice se vypočítá únosnost ložiska, jejím řešením se zabýval S. A. Šejnberg.

Výpočet usnadnil zavedením bezrozměrných veličin, které jsou zpracovány graficky.

Charakteristické ložiskové číslo

$$\Lambda = \frac{6 \cdot \gamma \cdot \omega \cdot r^2}{c^2 \cdot p_1} \quad \Lambda^* = \frac{\Lambda \cdot \lambda^2}{6} = \frac{\gamma \cdot \omega \cdot r^2}{c^2 \cdot p_1} \quad \dots (11)$$

ω - úhlová rychlost čepu

r - poloměr čepu

c - radiální vůle

p_1 - tlak v mezeře ložiska

Únosnost ložiska

$$W = 1 \cdot r \cdot p_1 \cdot K_z \cdot K_n \approx 0,5 \cdot l \cdot d \cdot p_1 \cdot K_z \cdot K_n \quad \dots 12$$

K_z - charakteristické číslo zaplnění ložiska, z obr. 28 se odečte pro daný poměr $\frac{l}{K \cdot d}$

K_n - charakteristické číslo únosnosti ložiska, z obr. 29 pro λ^*

K - koeficient úniku plynu - z obr. 27

Moment třecího odporu plynové mazací vrstvy:

$$M_t = \frac{2 \cdot r \cdot r^3 \cdot \eta \cdot \omega \cdot l}{c} \cdot \left(\frac{1 + K_t \cdot K_z}{1 - \lambda^2} \right) \quad \dots (13)$$

K_t - charakteristické číslo tření

λ - relativní ložisková výstřednost

c - radiální ložisková vůle

pro $K_z \cdot K_t \ll 1$ můžeme psát:

$$M_t = \frac{2 \cdot r \cdot r^3 \cdot \eta \cdot \omega \cdot l}{c \cdot 1 - \lambda^2}$$

pro rychle se točící čep, kde $\lambda < 0,3$ platí

$$M_t = \frac{2 \cdot r \cdot r^3 \cdot \eta \cdot \omega \cdot l}{c}$$

ztracený výkon v ložisku:

$$P_t = \frac{M_t \cdot \omega}{102}$$

Spotřeba stlačeného vzduchu

Množství plynu G_t , které protéká tryskou při adiabatické expanzi je dáno rovnicí:

$$G_t = c \cdot s \cdot p_0 \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot \frac{\kappa}{\kappa-1} \cdot \frac{1}{R_p \cdot T} \left[\left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]} \quad \dots (14)$$

κ - adiabatický exponent

rovnice platí, je-li: $\frac{p_1}{p_0} \geq \left(\frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}$

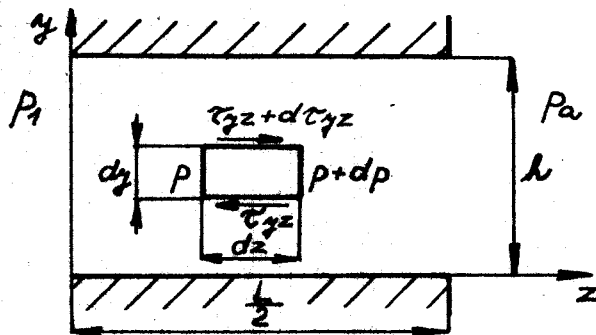
$$G_t = c \cdot s \cdot p_0 \cdot \sqrt{\frac{g \cdot \kappa}{R_p \cdot T} \cdot \left(\frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa-1}}}$$

rovnice platí, je-li:

$$\frac{p_1}{p_0} \leq \left(\frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}$$

průtok plynu je maximální, je-li poměr $\frac{P_1}{P_0}$ kritickým, pro vzduch 0,528

Z trysek vytéká plyn do ložiskové mezery v níž probíhá expanze až na hodnotu tlaku atmosferického. Při souososti čepu a pouzdra vytéká na každou stranu ložiska při laminárním proudění množství Q_1



Obr. 26

podle obrázku:

$$-p \cdot dy \cdot 1 + (p + dp) \cdot dy \cdot 1 - (\tau_{yz} + d\tau_{yz}) \cdot dz \cdot 1 + \tau_{yz} \cdot dz \cdot 1 = \rho \cdot dz \cdot dy \cdot 1 \cdot \frac{dw}{dt}$$

Když zanedbáme zrychlující sílu $\rho \cdot dz \cdot dy \cdot \frac{dw}{dt}$ oproti mnohonásobně většímu účinku viskozity, dostaneme

$$\frac{dp}{dz} = \frac{d\tau_{yz}}{dy}$$

použijeme-li vztahu z definice viskozity $\tau_{yz} = \eta \cdot \frac{dw}{dy}$

$$\text{dostaneme: } \frac{dp}{dz} = \eta \cdot \frac{d^2 w}{dy^2} \quad \frac{1}{\eta} \cdot \frac{dp}{dz} = \frac{d^2 w}{dy^2}$$

integrujeme-li podle y, v rovině x - y, v níž je $\frac{dp}{dz} = \text{konst}$

a předpokládáme-li $\eta = \text{konst}$ ve směru osy y, potom:

$$w = \frac{1}{\eta} \cdot \frac{dp}{dz} \cdot \frac{y^2}{2} + k_1 y + k_2$$

integrační konstanty plynou z okrajových podmínek, že mazivo ulpívá na obou kluzných plochách /uvažujeme axiální tok plynu/

pro $y = 0$ $w_1 = 0 \Rightarrow k_2 = 0$

$y = h$ $w_2 = 0 \Rightarrow k_1 = -\frac{1}{\eta} \cdot \frac{dp}{dz} \cdot \frac{h}{2}$

rychlost je pak: $w = \frac{1}{2\eta} \cdot \frac{dp}{dz} (y^2 - h \cdot y)$

množství plynu proteklé libovolným průřezem, jehož šířka se rovná jedné:

$$G_1 = \int_0^L \frac{w \cdot dy \cdot 1}{\nu_p}$$

$$G_1 = \int_0^L \frac{w \cdot p \cdot dy}{R \cdot T}$$

$$\nu_p = \frac{R \cdot T}{p} \quad \nu_p - \text{měrný objem plynu}$$

dosadíme za rychlost w:

$$G_1 = \frac{p}{R \cdot T} \cdot \int_0^L \frac{1}{2 \cdot \eta} \cdot \frac{dp}{dz} (\eta^2 - h y) dy = - \frac{p \cdot L^3}{12 \cdot \eta \cdot R \cdot T} \cdot \frac{dp}{dz}$$

celkové množství proteklé libovolným místem ložiska - bereme že $h = c$

$$G_L = - \frac{\pi \cdot D \cdot c^3}{12 \cdot \eta \cdot R \cdot T} \cdot p \cdot \frac{dp}{dz}$$

po integraci: $G_L = - \frac{\pi \cdot D \cdot c^3}{12 \cdot \eta \cdot R \cdot T} \left[\frac{p^2}{2} \right]_{p_1}^{p_a}$

množství plynu proteklé jednou stranou ložiska

$$G_L = \frac{\pi \cdot D \cdot c^3 (p_1^2 - p_a^2)}{12 \cdot \eta \cdot R \cdot T \cdot L} \quad \text{platí } 2G_L = G_t$$

$$2 \cdot \frac{\pi \cdot D \cdot c^3 (p_1^2 - p_a^2)}{12 \cdot \eta \cdot R \cdot T \cdot L} = c \cdot s \cdot p_0 \sqrt{\frac{g \cdot \kappa}{R \cdot T} \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa + 1}{\kappa - 1}}}$$

plocha trysky: $s = \frac{\pi \cdot D \cdot c^3 (p_1^2 - p_a^2)}{6 \cdot \eta \cdot R \cdot T \cdot L} \cdot \frac{1}{c \cdot p_0} \sqrt{\frac{R \cdot T}{g \cdot \kappa} \left(\frac{\kappa + 1}{2} \right)^{\frac{\kappa + 1}{\kappa - 1}}}$

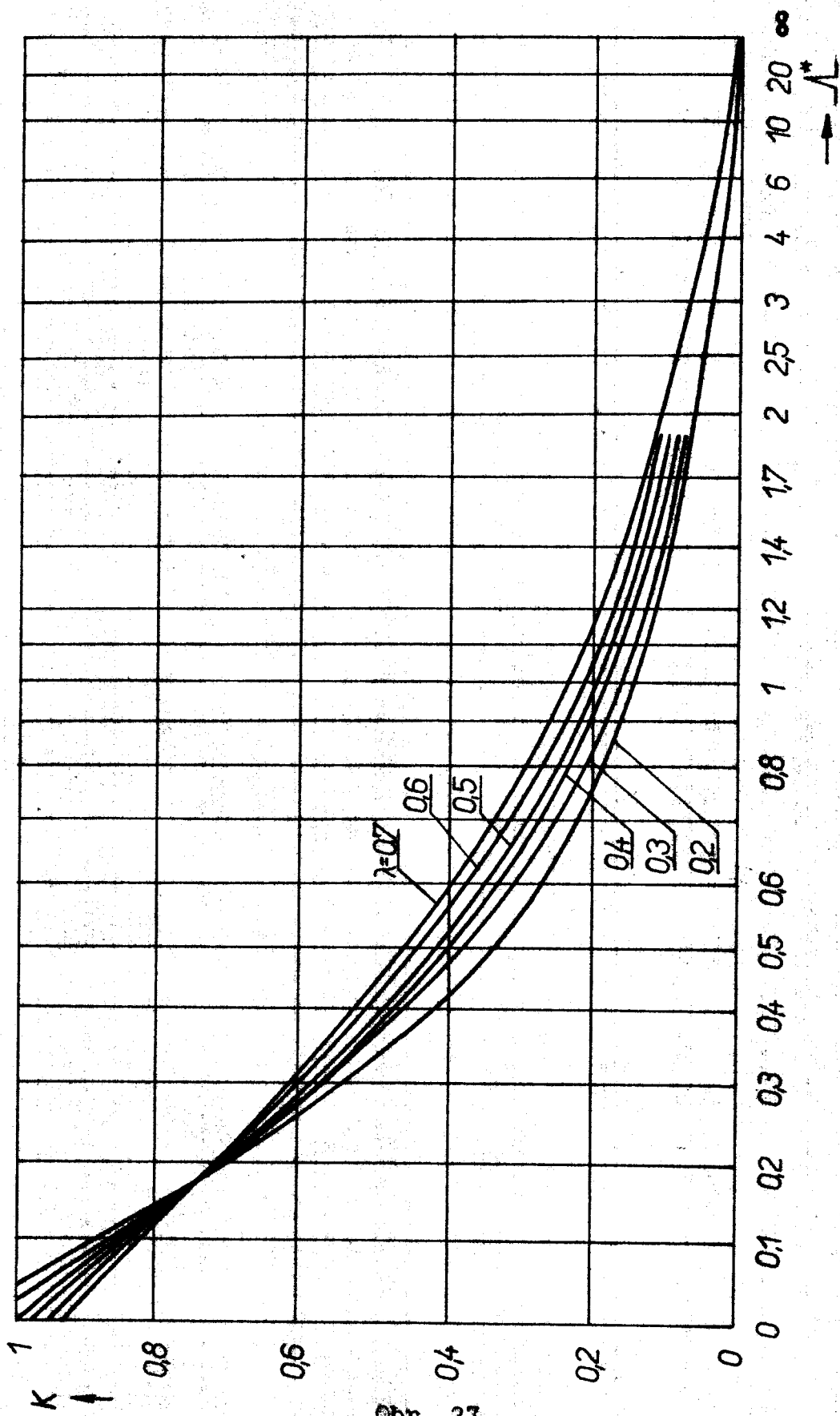
je-li pro vzduch poměr $\frac{p_1}{p_0} = 0,528$, dostaneme po úpravě:

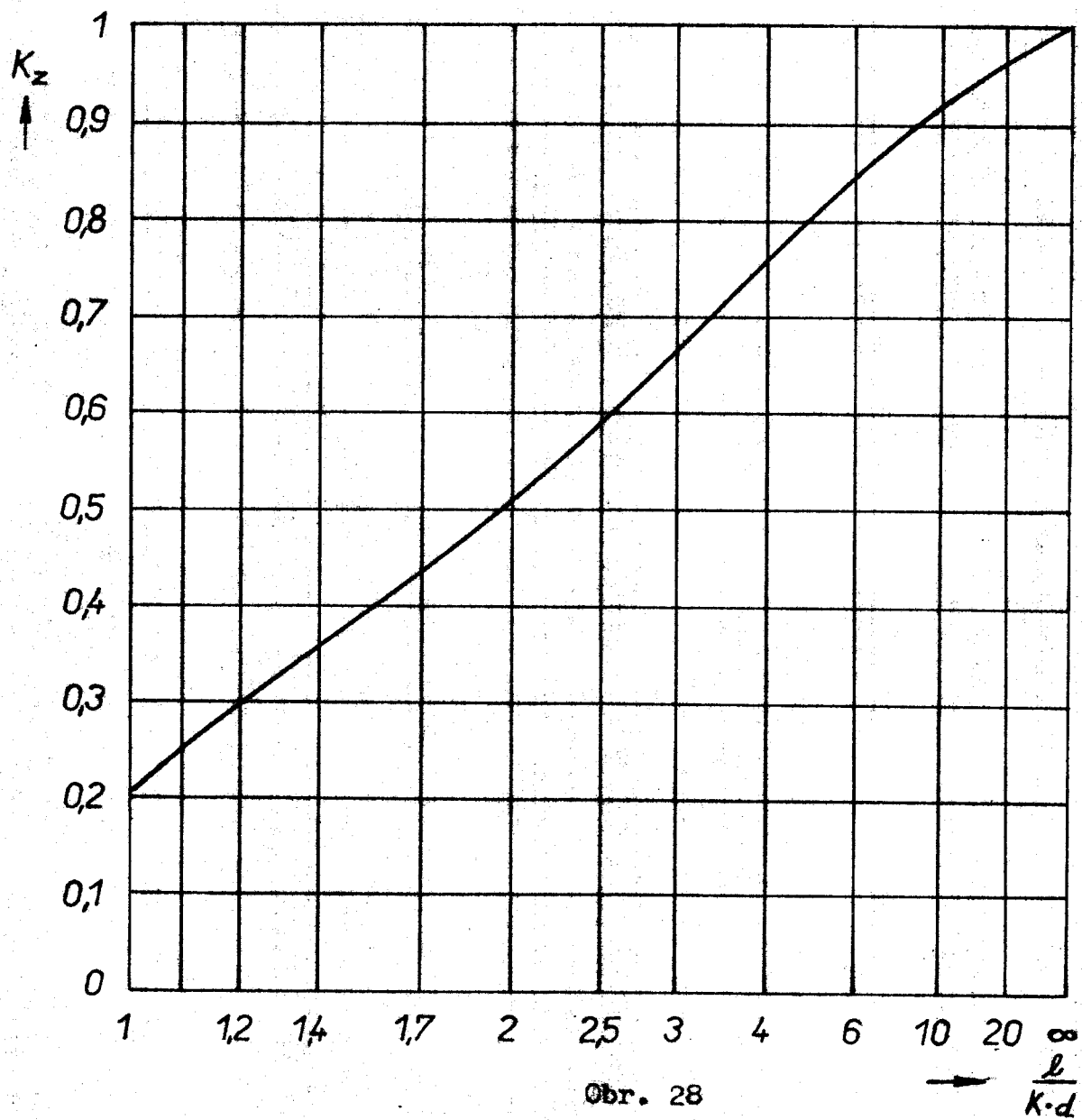
$$s = \frac{\pi}{20 \cdot L \cdot \eta \cdot c} \cdot \frac{D \cdot c^3}{L} \cdot p_0 \cdot \left(1 - 3,59 \cdot \frac{p_a^2}{p_0^2} \right) \sqrt{\frac{1}{g \cdot \kappa \cdot R \cdot T} \left(\frac{\kappa + 1}{2} \right)^{\frac{\kappa + 1}{\kappa - 1}}} \quad (15)$$

volíme počet trysek i ; pak průřez jedné trysky:

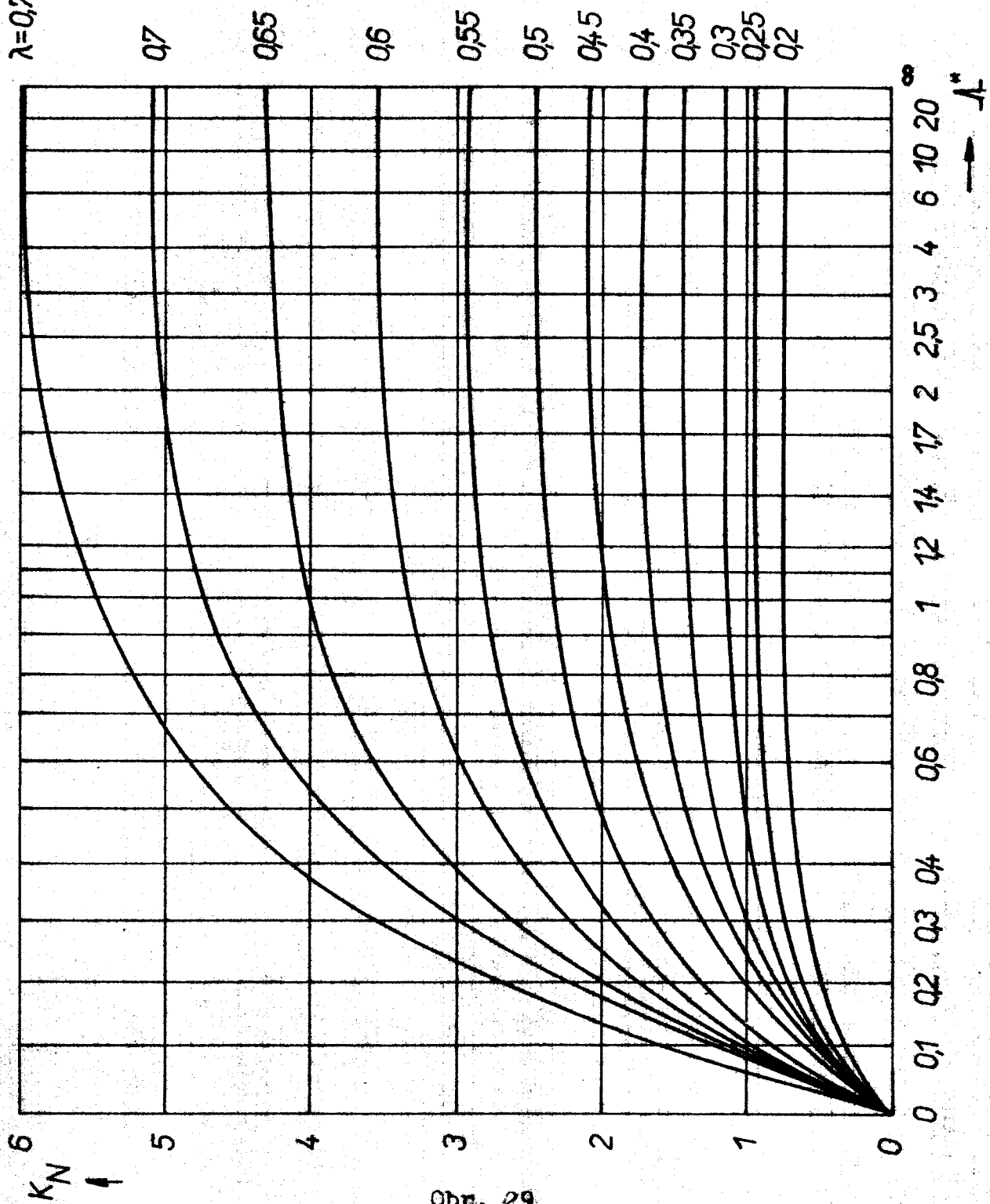
$$s_1 = \frac{s}{i}$$

Minimální tloušťka mazací vrstvy musí být větší než je součet maximálních povrchových nerovností čepu a ložiskového pouzdra. Střední aritmetická drsnost povrchu $R_a = 0,125$ a jí odpovídá výška nerovností $R_z = 0,5 \mu\text{m}$. Z hlediska bezpečnosti použijeme $R_z \leq 3 \mu\text{m}$.

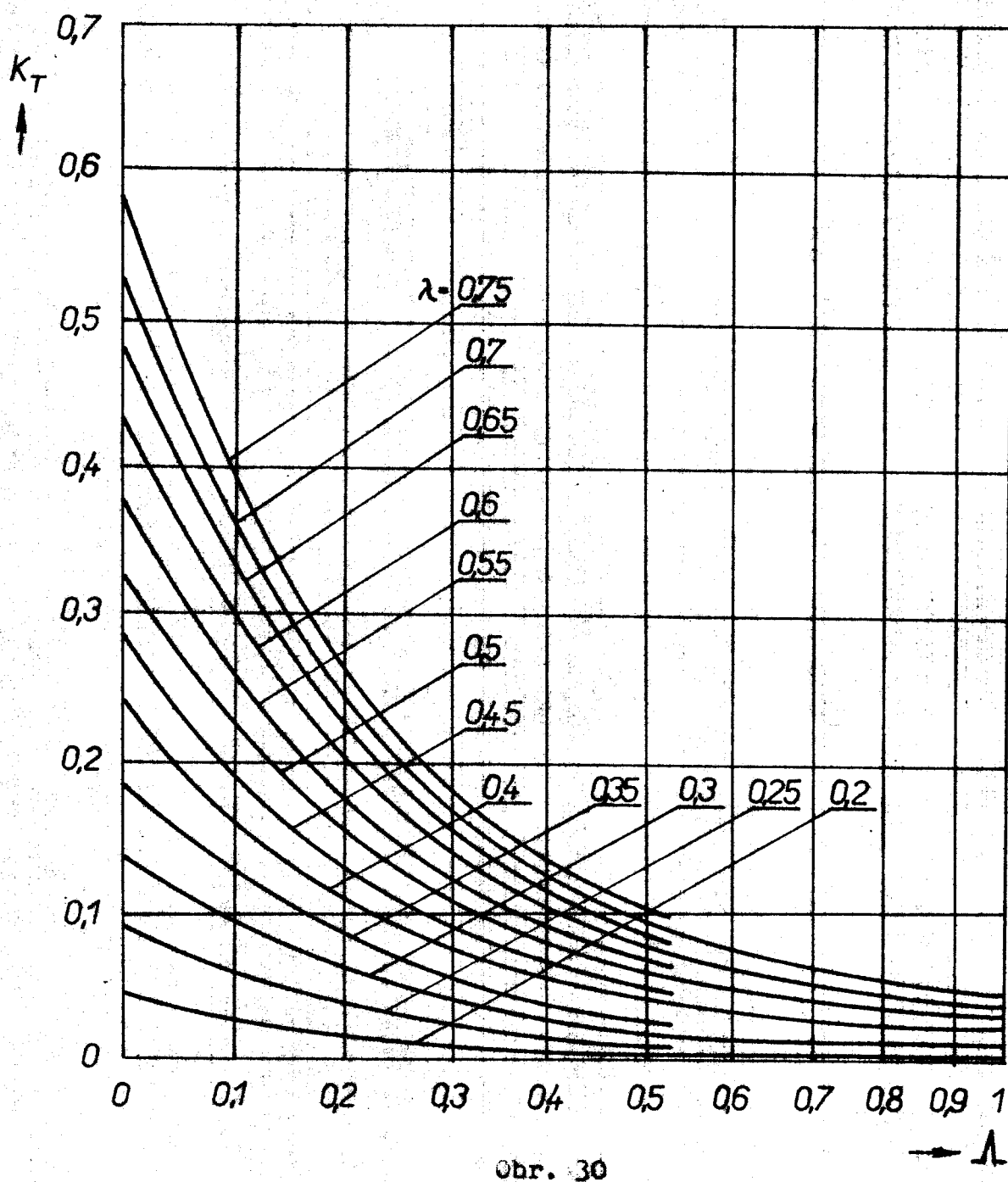




$\lambda=0,75$



Обр. 29



2.10. Volba materiálu ložisek mazaných plynem a výrobně technologické požadavky.

Volba materiálu ložisek je jedním z nejdůležitějších faktorů při výrobě čepu a pouzdra. Materiál by měl při případném dotyku čepu s pouzdrem zabránit zadření ložiska nebo ho alespoň zmírnit. Materiál musí být rozměrově stálý v širším rozsahu teplot, musí mít malou teplotní roztažnost a dobrou odolnost vůči zadření. Proto se k výrobě plynem mazaných ložisek nehodí běžné materiály, používané při výrobě valivých a kluzných ložisek. V praxi se osvědčila dvojice materiálů kalená ocel 14 100 - uhlíkový materiál SE 8g, impregnovaný furalovou pryskyřicí nebo teflonovou disperzí. Impregnovaný povrch pryskyřicí se hodí pro malá ložiska a nízké provozní teploty. Při rychlém nárůstu teploty se může vrstva uhlíku odloupnout. Pro větší průměry ložisek a vyšší obvodové rychlosti se používá impregnace teflonovou disperzí.

Dalším materiálem, vyráběným v Elektrokarbonu Tropolčany, je uhlík sycený kompozicí s označením S 61. Z ocelových materiálů se doporučuje ocel 19 800, 19 802, dvojice materiálů, vyrobená práškovou technologií karbid wolframu - karbid wolframu.

Na správnou funkci ložisek má rozhodující vliv výroba kluzných povrchů čepu a pouzdra. Při opracování je třeba dodržet předepsané tolerance geometrických tvarů a drsnosti povrchu. Úchylka kruhovitosti nemá přesahovat 10 % průměrové vůle na délku ložiska. Střední aritmetická drsnost povrchu má být $R_a = 0,125$, které odpovídá výška nerovností $R_z = 0,5 \mu m$. Z hlediska bezpečnosti se volí $R_z = 3 \mu m$.

Nitridované povrchy, impregnované uhlíkové povrchy se na čisto lapují, vždy každá dvojice čep - pouzdro zvlášť, aby se dosáhlo požadované přesnosti. Trysky pro přívod plynu se buď vrtají odstupňovanými vrtáky po 0,01 mm nebo se obrábějí

elektroerozivním způsobem. U ocelových materiálů je vhodné použít po každém obrábění vyžhání k odstranění vnitřního pnutí, čímž se zaručí rozměrová stálost.

Optimální rozměry ložiska.

Roste-li poměr délky L k průměru ložiska D , koeficient únosnosti C_1 se zmenšuje na úkor proudění vzduchu kolem čepu, přitom se také uplatňuje záporný vliv osového rozložení trysek. Pro poměr L/D v rozsahu $1,0 + 3,0$ má koeficient únosnosti C_1 maximum pro vzdálenost trysek od konce ložiska v $1/4 + 1/3$ délky ložiska. V praxi se obvykle zadává průměr ložiska D a je třeba volit poměry L/D a $1/L$ takové, aby zabezpečily maximální únosnost při daném přívodním tlaku plynu.

2.11. Uložení sprádních rotorů u bezvřetenových doprředacích strojů.

Princip sprádní jednotky BD 200.

Cílem sprádní jednotky je předložený vlákenný pramen sjednotit na jednotlivá vlákna ve vyčesávacím ústrojí, zejména pramen a ve sprádním rotoru dodat zákrut vytvářené přízi. Příze je z prostoru rotoru odtahována odtahovacími válečky a navíjena na válcovou nebo kuželovou, křížem soukanou cívku.

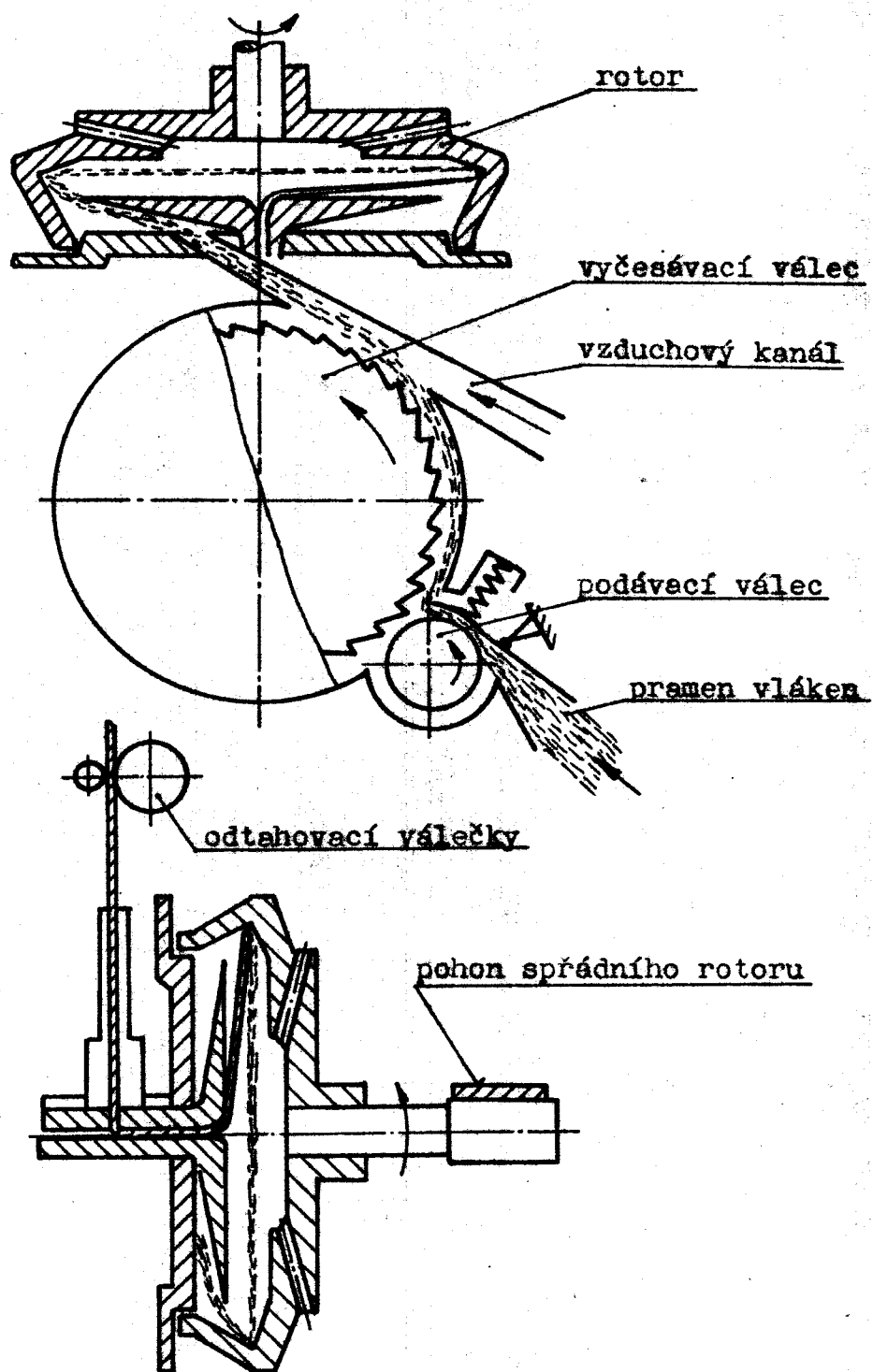
Sprádní jednotka BD 200 je složena ze tří technologicky nutných částí:

1/ podávací váleček - zajišťuje dopravu vlákenného pramene do jednotky

2/ vyčesávací váleček - svým ohročeným povrchem vyčesává jednotlivá vlákna /plní funkci protahovacího ústrojí/ a dopravuje je do vzduchového kanálu

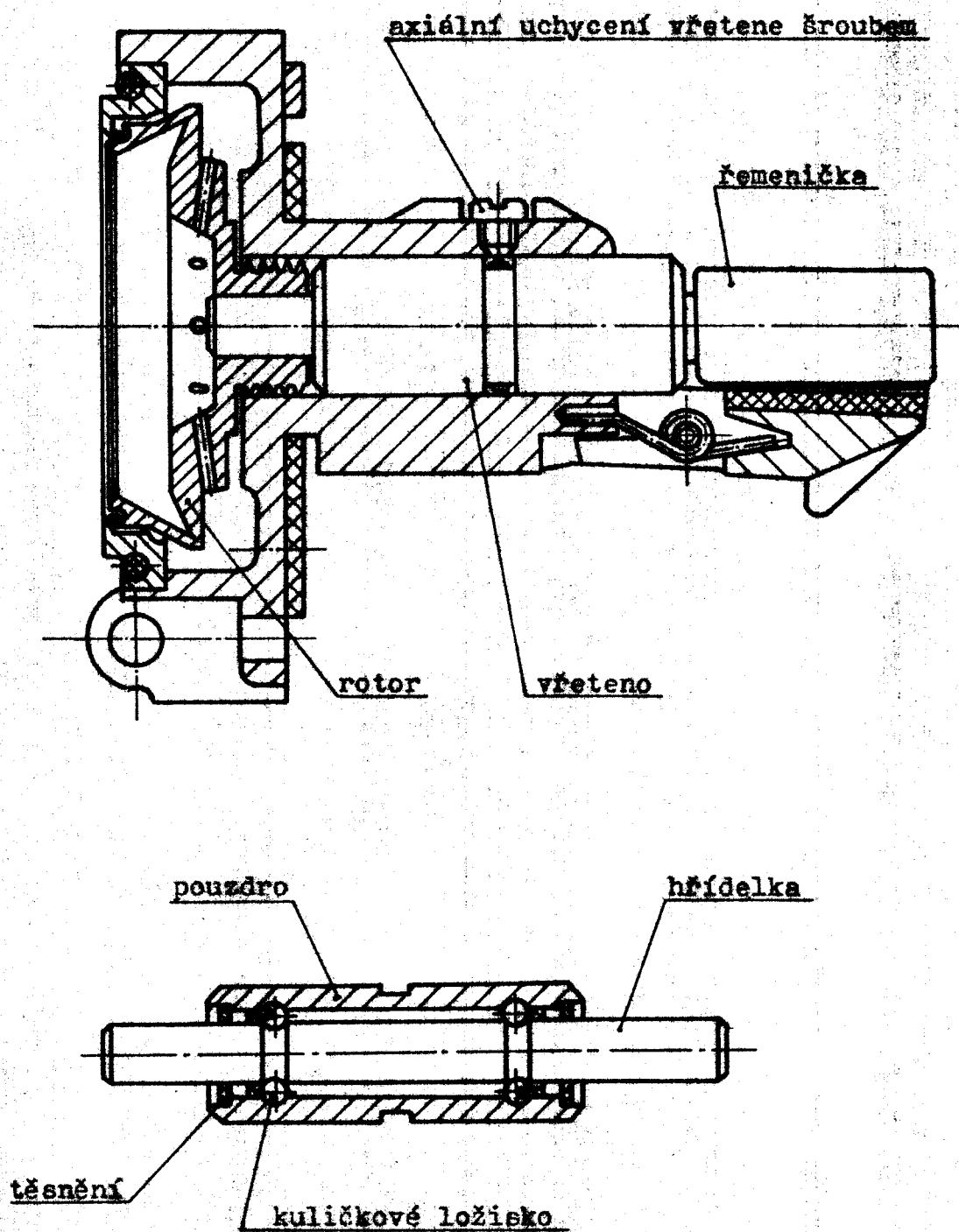
3/ sprádní rotor - vytváří zkrucováním vláken přízi

Technologické schema sprádní jednotky BD 200



Obr. 31

Uložení sprádního retoru ED 200



Obr. 32

Jelikož převozní otáčky sprádních rotorů se pohybují mezi 40 000 až 60 000 za minutu, musí mít vlastní valivé uložení speciální konstrukci, obr.32 . Toto uložení umožňuje zajistit vysokou přesnost chodu i tvaru oběžných drah důležitých, pro spolehlivou funkci rychloběžných ložisek. Vřeteno rotoru je tedy uloženo ve dvou kuličkových ložiskách. Vnitřní kroužek ložiska tvoří oběžná dráha kuliček, která je vybroušena do hřídelky sprádního rotoru. Vypuštěním vnitřních kroužků se dosáhlo uložení s vysokou únosností a životností na co nejmenším průměru. Ložisková komora je navenek utěsněna dvěma lemovanými kryty. Po smontování se ložiska mažou speciálním mazacím tukem. U otáček do 40 000 za minutu není třeba uložení přimazávat, protože k opotřebení ložisek dojde dříve, než se mazací tuk spotřebuje.

Uložení vřeten sprádních rotorů vyrábí a montuje firma SKF - Továrny na kuličková ložiska, závod Cannstadt.

Po nalisování sprádního rotoru a hnací řemeničky na hřídelku, je třeba celek pečlivě vyvážit. Vyvažování by se mělo provádět, pokud možno, při provozních otáčkách.

Uložení sprádního rotoru BD 200 je označováno jako vřeteno SP 66/40, jehož nevýhodou je, že neumožňuje zvýšení otáček. Zvýšením otáček dochází ke zvýšení hlučnosti a k rychlému opotřebení ložisek. Proto se přistoupilo ve VÚB Ústí nad Orlicí k řešení tohoto problému pomocí tzv. uložení rotoru na vzduchovém polštáři.

Nové uložení rotoru na vzduchovém polštáři je použito u prototypu stroje BDA.

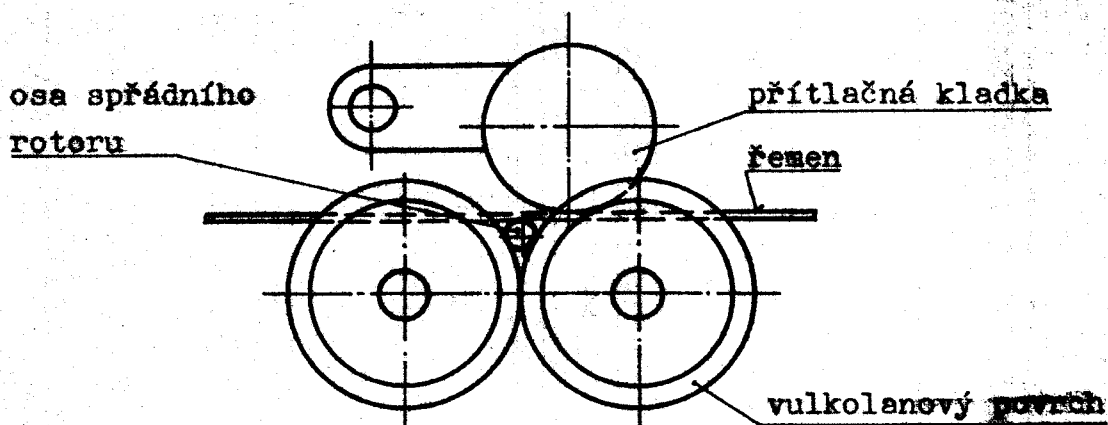
3. POROVNÁNÍ ULOŽENÍ SPŘÁDNÍHO ROTORU JEDNOTKY BD 200 S ULOŽENÍM ROTORU JEDNOTKY SÜSSEN.

3.1. Uložení spřádního rotoru jednotky Süssen.

Jak již bylo uvedeno v předchozím textu, je vřeteno spřádního rotoru jednotky BD 200 uloženo ve valivých ložiskách. Toto uložení neumožňuje zvýšit otáčky a tím produktivitu práce jednotky.

V roce 1971 byla na světové výstavě textilních strojů ITMA v Paříži poprvé vystavena jednotka Süssen s uložením Twindisc. Moderní spřádní jednotka je konstruována pro vysoké provozní otáčky, vyhovuje požadavku rychlé výměny spřádního rotoru při změně délky spřádaných vláken. Průměr rotoru, který je relativně větší než délka vlákna, vede ke zbytečně vysoké spotřebě hnací síly a ke zbytečnému napětí v přízi. Zvýšené napětí má za následek přetrhy příze.

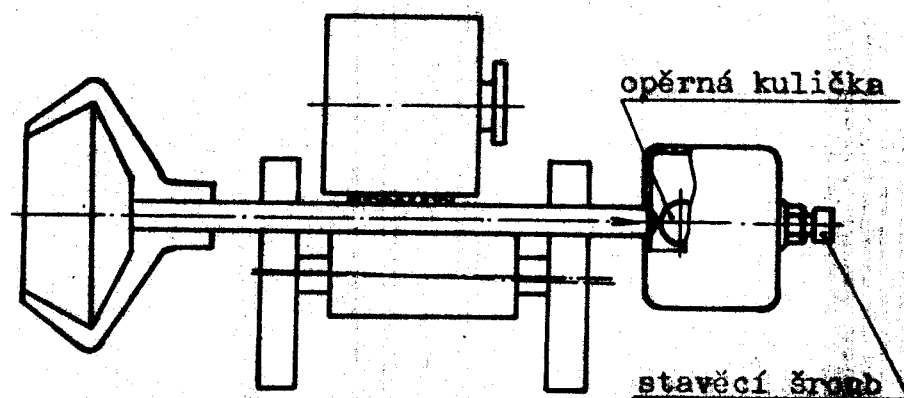
Uložení se skládá ze dvou párů opěrných kotoučů, jejichž osy jsou uloženy v kuličkových ložiskách, obr. 33 .



Obr. 33 .

Hřídelka / osa / spřádního rotoru je poháněna přímo tangenciálním řemenem, vyrobeným z polyurethanu, a leží v klínové mezeře mezi podpěrnými kotouči.

Vulkolanový povrch kotoučů a tangenciální řemen, jsou účinné prvky tlumení vibrací rotoru. Převedový poměr mezi hřídelkou spřádního rotoru a opěrnými kotouči je v poměru 1 : 8. Např. při 96 000 otáčkách rotoru se kotouče otáčejí pouze 12 000 otáčkami za minutu. Proto osy kotoučů mohou být uloženy v kuličkových ložiskách, nevyžadují zvláštní údržby, jejich životnost je 5 roků při třísměnném provozu. Osy opěrných kotoučů jsou vůči sobě mimoběžné, takže při otáčkách rotoru vznikající osová síla má směr k axiálnímu ložisku, obr.34 .

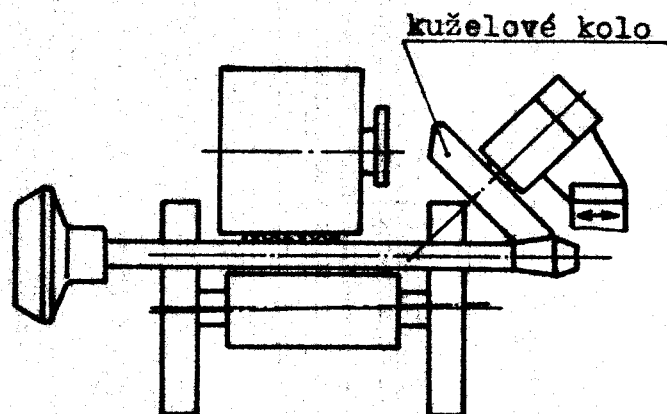


Obr. 34

Axiální ložisko tvoří ocelová kulička, opěra kuličky je provedena stavěcím šroubem. Kulička je ponořena v olejové lázni, tak že místo dotyku kuličky s hřídelí je neustále mazáno.

Obr. 35 . ukazuje na axiální zajištění hřídele kuželovým kolem s vulkolanovým povrchem. Toto kolo k svému pohybu odbírá značný příkon.

Výhodou bodového ložiska je, že šroubem lze seříditi polohu spřádní komory vzhledem k plnicímu kanálu. Tangenciální řemen pohánějící hřídel spřádního rotoru je k hřídeli přitlačován odpruženou napínací kladkou. Otočně umístěné rameno nese jak napínací kladku, tak i brzdící čelist. Tato konstrukce umožňuje zabradění rotoru při současném oddálení napínací kladky.



Obr. 35

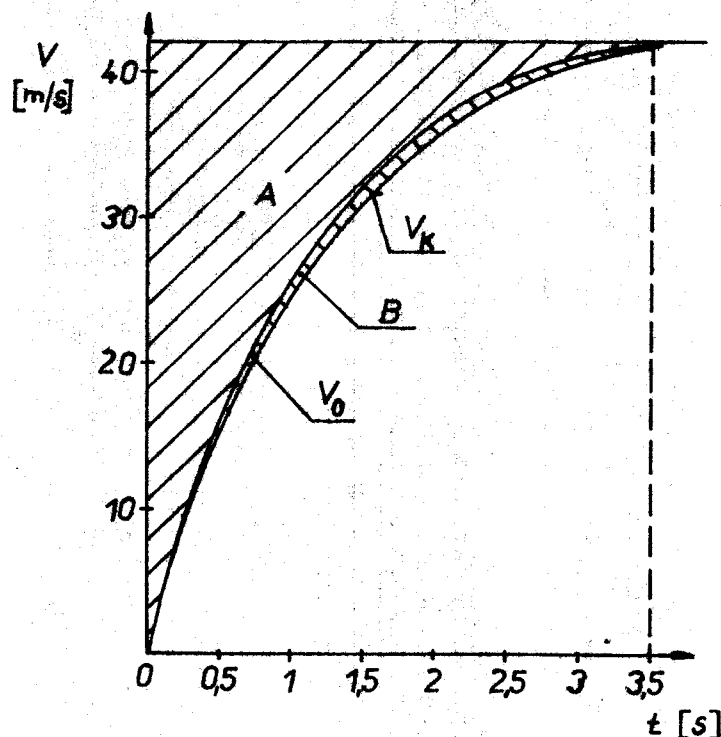
3.2. Rozbor konstrukčního uzlu - pohon jednotky

Z obrázku č. 33 str. 48 je vidět silový tok: řemen - rotorová osa - opěrné kotouče.

Tangenciální řemen pohání osu spřádního rotoru, která přenáší otáčivý pohyb na opěrné kotouče. Protože řemen pohání více spřádních jednotek, musí se pohybovat stále konstantní rychlostí. Naproti tomu se však zastavují jednotlivé rotory při přetrzích příze. Aby se zastavený rotor opět dostal do pracovních otáček, je třeba určitého časového rozpětí, které je ovlivněno odporem vzduchu a strvačností rotoru. Právě rotor klade největší odpor zrychlení. Když odbrzdíme rotor a napínací kladkou přitlačíme řemen k rotoru, nedojde okamžitě k nárustu pracovní rychlosti z 0 na 100%. Mezi osou spřádního rotoru a řemenem existuje tedy relativní pohyb označovaný jako skluz.

Při použití spřádního rotoru s průměrem 60 mm a největších otáčkách 90 000 za minutu, je hodnota skluzu rovna 3,5 sec.. Tento skluz se projeví zvýšením tepelné energie. Řemen skluzem prakticky netrpí, protože vzniklé teplo se rozdělí na dlouhou plochu ochlazovanou okolním vzduchem. Rovněž ani vulkanový povrch kotoučů není teplem ovlivněn.

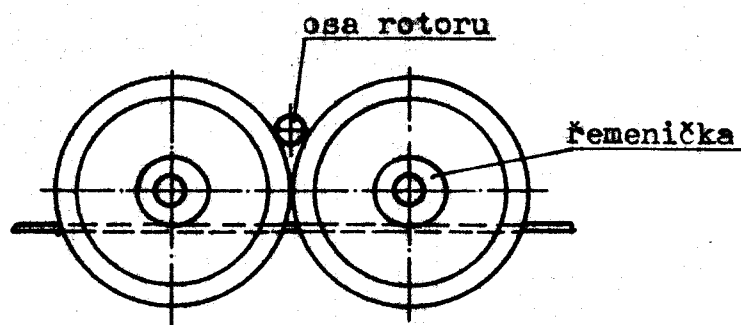
Z obr. 36 můžeme vyčíst, že křivka rychlosti rotorové osy v_0 se jen málo odlišuje od křivky rychlosti kotoučů v_k .



Obr. 36

Plocha A udává skluz mezi hnacím řemenem a rotorovou osou, plocha B skluz mezi rotorovou osou a kotouči.

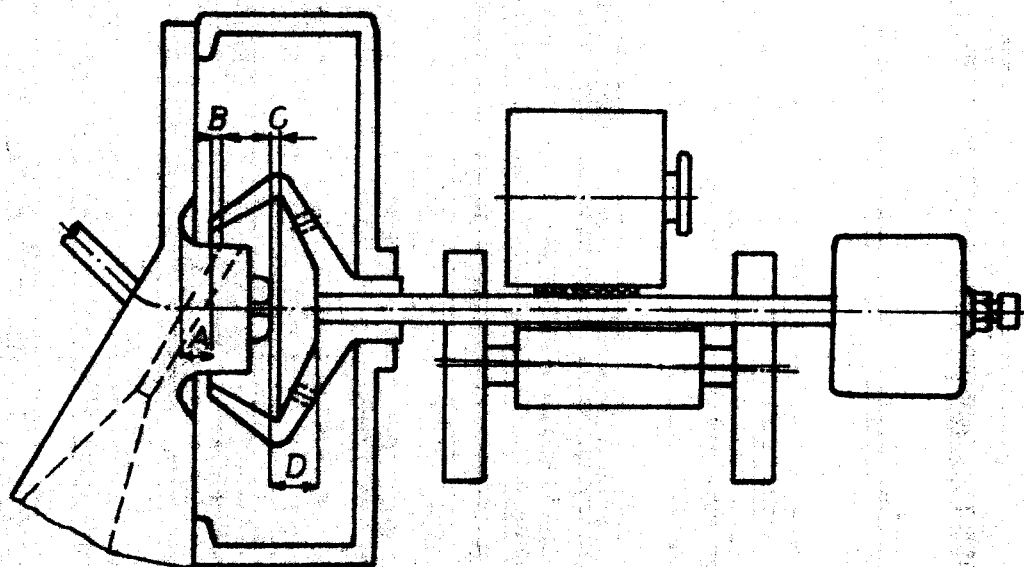
Obrázek č. 37 udává jiné uspořádání pohonu rotorové osy, tzv. spodní pohon. Tangenciální řemen pohání řemeničku opěrných kotoučů. Silový tok je opačný než v případě horního pohonu: hnací řemen - kotouče - rotorová osa. Při rozběhu musí být vynaloženo podstatně méně kinetické energie pro pohyb opěrných kotoučů, než pro sprádní rotor, který je vystaven odporu vzduchu. Jakmile se stiskne hnací řemen proti řemeničce, dosáhnou opěrné kotouče provozní otáčky rychleji než zpřádací rotor. Znamená to velký skluz a značné zahřívání vulkolanového povrchu, při současném větším namáhání kuličkových ložisek kotoučů. Proto se s výhodou používá prvního uvedeného způsobu pohonu sprádního rotoru.



Obr. 37

3.3. Axiální zajištění osy správného rotoru jednotky Sussen.

Z technologických důvodů je třeba, aby při předení rotor zaujímal přesně nastavenou polohu vůči pevnému přiváděcímu kanálu a odváděcí nálevce. Mění-li se rotor, musí se jeho poloha opět nastavit a zafixovat.



Obr. 38

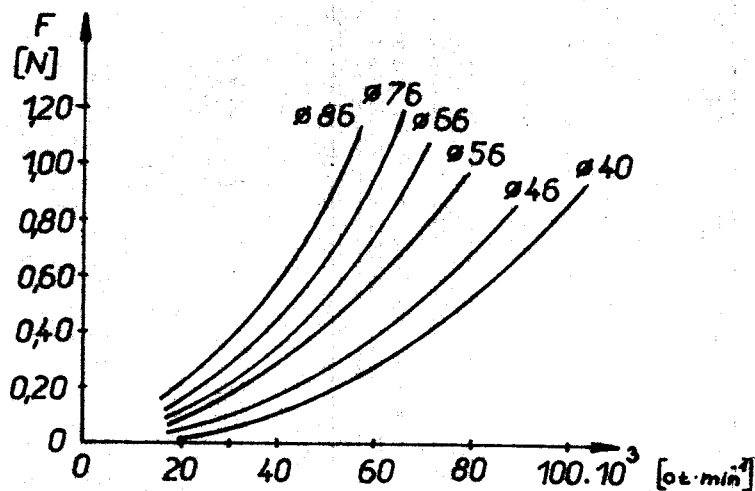
Z obrázku 38 jde o tyto důležité rozměry:

- A - při použití sprádního rotoru s ventilačními otvory tvoří tato mezera tzv. pneumatický uzávěr
- B - zajišťuje správný dopad vláken na vnitřní stěnu rotoru, je-li rozměr B velký, mohlo by dojít k dodatečnému zapředení vláken do příze
- C - ovlivňuje tření příze na vrcholku odtahové nálevky, určuje také úhel odtahované příze
- E - ovlivňuje pohyb vzduchu uvnitř rotoru

Axiální nastavení sprádního rotoru se provádí seřizovacím šroubem přes opěrnou kuličku s přesností $\pm 0,15$ mm. Viz. obr. 34

Porovnáme-li sprádní jednotky BD 200 a Süsslen zjistíme, že nespornou výhodou jednotky Süsslen je jednoduchost konstrukce a z ní vyplývající rychlá výměna rotoru.

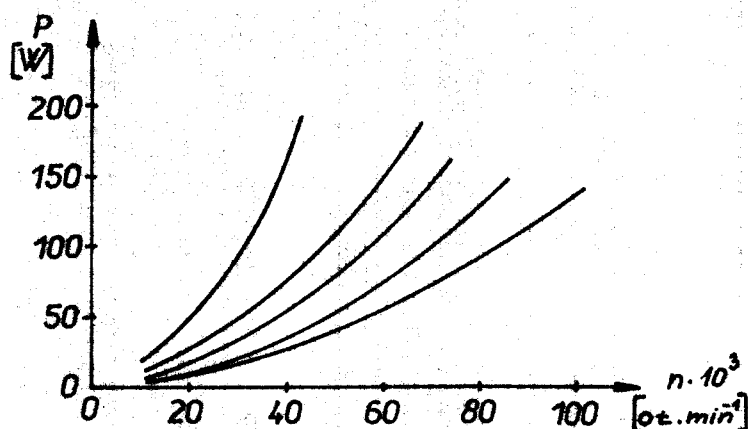
Při sprádní vláken krátkého staplu se použije rotor o menším průměru a naopak. Z obr. 39 můžeme odečíst pro daný průměr rotoru a jeho otáčky, velikost odstředivé síly působící při sprádacím procesu.



Obr. 39

Sprádní jednotka BD 200 nemá vyměnitelný rotor, je vybavena takovým rotorem, jehož průměr odpovídá nejdelším zpracováváním vláknům. Někdy se zbytečně vynaloží více energie na sprádní, než by bylo třeba při změně průměru rotoru.

Porovnáme-li sprádní jednotky z hlediska příkonu v závislosti na provozních otáčkách, lze říci, že uložení Süssen má oproti uložení BD 200 výhodu výměny sprádního rotoru, což znamená pokles příkonu stroje v určitých mezích otáček, obr. 40.



Obr. 40

Konstrukce uložení obou sprádních jednotek vyhovuje i v oblasti hluku. Hlučnost nepřekračuje dovolenou hranici.

U jednotky BD 200 je hodnota hlučnosti 86 dBA u jednotky Süssen 87 dBA.

Uložení včetně jednotky BD 200 je označeno SP 66/40, obr. 32. Představuje samostatný montážní, nerozebíratelný celek. Neumožňuje zvýšení otáček sprádního rotoru.

4. NÁVRH, VÝPOČET A KONSTRUKCE ULOŽENÍ SPŘÁDNÍHO ROTORU NA VZDUCHOVÉM POLŠTÁŘI.

4.1. Výpočet radiálního ložiska /podle ing. Trnky z SVÚSS/

Volen průměr ložiska: $d = 15 \text{ mm}$

délka ložiska z poměru $\frac{l}{d} = 1,5 \Rightarrow l = 1,5 \cdot 15 = 22,5 \text{ mm}$

radiální ložisková vůle: $c = \frac{d}{2} \cdot 10^{-3} = \frac{15 \cdot 10^{-3}}{2} \cdot 10^{-3} = 7,5 \cdot 10^{-6} \text{ m}$

charakteristické ložiskové číslo:

$$\lambda^* = \frac{\eta \cdot \omega \cdot r^2}{c^2 \cdot p_1}$$

dynamická viskozita

$$\eta = 1,779 \cdot 10 \text{ N.s.m}^{-2}$$

pro maximální průtok vzduchu tryskou je poměr tlaků:

$$\frac{p_1}{p_0} = 0,528 \text{ poměrem kritickým}$$

p_1 - tlak v mezeře ložiska ... 0,3 MPa

p_0 - tlak před tryskou ... 0,568 MPa

úhlová rychlost:

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{\pi \cdot 10^5}{30} = 10472 \text{ s}^{-1}$$

$$\lambda^* = \frac{1,779 \cdot 10^5 \cdot 10472 \cdot (7,5 \cdot 10^{-6})^2}{(7,5 \cdot 10^{-6})^2 \cdot 3 \cdot 10^5} = 0,621$$

λ - relativní ložisková výstřednost

$$\lambda = 1 - \frac{h_{\min}}{c}$$

$h_{\min}$ - minimální tloušťka mazací vrstvy musí být vždy větší, než součet maximálních povrchových nerovností čepu a pouzdra. Z hlediska bezpečnosti bereme drsnost povrchu

$R_z = 1,5 \mu\text{m}$, tedy:

$$h_{\min} = 2 \cdot R_z = 3 \mu\text{m} = 3 \cdot 10^{-6} \text{ m}$$

$$\lambda = 1 - \frac{3 \cdot 10^{-6}}{7,5 \cdot 10^{-6}} = 0,6$$

z obrázků 27, 28, 29, 30, odečteme konstanty k , k_z , k_n , k_t

$$k = 0,35$$

$$\frac{1}{F \cdot d} = \frac{22,5 \cdot 10^3}{0,35 \cdot 0,015} = 4,285$$

$$k_z = 0,77, k_n = 3,05$$

charakteristické číslo tření $k_t = 0,001$

únosnost ložiska:

$$W = 0,5 \cdot l \cdot d \cdot p_r \cdot k_z \cdot k_n = 0,5 \cdot 22,5 \cdot 10^3 \cdot 15 \cdot 10^3 \cdot 0,3 \cdot 0,77 \cdot 3,05 = 1,4 \cdot 10^4 \text{ MN}$$

moment třecího odporu plynové mazací vrstvy:

$$M_T = \frac{2 \cdot \pi \cdot r^3 \cdot \eta \cdot \omega \cdot l}{c} \cdot \frac{1 + k_z \cdot k_n}{1 - \lambda^2}$$

protože $k_t \cdot k_n \ll 1$ pak platí:

$$M_T = \frac{2 \cdot \pi \cdot r^3 \cdot \eta \cdot \omega \cdot l}{c \cdot (1 - \lambda^2)} = \frac{2 \cdot \pi \cdot (7,5 \cdot 10^3)^3 \cdot 1,779 \cdot 10^{-5} \cdot 10472 \cdot 22,5 \cdot 10^3}{7,5 \cdot 10^{-6} \cdot (1 - 0,6^2)} = 1,85 \cdot 10^{-3} \text{ N.m}$$

výkon ztracený v ložisku:

$$P = M_T \cdot \omega = 1,85 \cdot 10^3 \cdot 10472 = 19,3 \text{ W}$$

volím počet trysek: $n = 4$

$$S_c = \frac{\pi \cdot d \cdot c^3 (p_1^2 - p_2^2)}{6 \cdot \eta \cdot R \cdot T \cdot l} \cdot \frac{1}{\omega \cdot p_0} \cdot \sqrt{\frac{R_p \cdot T}{2 \cdot \kappa} \cdot \left(\frac{\kappa+1}{2}\right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa-1}}}$$

R_p - plynová konstanta vzduchu $29,27 \text{ m}^2 \cdot \text{K}^{-1}$

T - absolutní teplota plynu 293 K

c - výtokový součinitel $0,8$

κ - adiabatický exponent, pro vzduch $1,4$

$$S_c = \frac{\pi \cdot 15 \cdot 10^3 (7,5 \cdot 10^5)^3 [(3 \cdot 10^5)^2 - (1 \cdot 10^5)^2]}{6 \cdot 1,779 \cdot 10^5 \cdot 29,27 \cdot 293 \cdot 22,5 \cdot 10^3} \cdot \frac{1}{98,568 \cdot 10^5}$$

$$\cdot \sqrt{\frac{29,27 \cdot 293}{9,81 \cdot 1,4} \cdot \left(\frac{1,4+1}{2}\right)^{\frac{1,4+1}{1,4-1}}} = 1,3 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2$$

plocha jedné trysky:

$$s = \frac{S_c}{4} = \frac{1,3 \cdot 10^{-7}}{4} = 3,25 \cdot 10^{-8} \text{ m}^2$$

průměr trysky:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot s}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 3,25 \cdot 10^{-8}}{\pi}} = 2,03 \cdot 10^{-4} \text{ m} = 0,2 \text{ mm}$$

množství vzduchu proteklé jednou stranou ložiska:

$$G_1 = \frac{\pi \cdot d \cdot c^3 \cdot (p_1^2 - p_2^2)}{6 \cdot \eta \cdot R \cdot T \cdot l} = \frac{\pi \cdot 15 \cdot 10^{-3} \cdot (7,5 \cdot 10^6)^3 \cdot (3 \cdot 10^5 - 1 \cdot 10^5)}{6 \cdot 1,779 \cdot 10^{-5} \cdot 29,27 \cdot 293 \cdot 22,5 \cdot 10^{-3}} = 7,72 \cdot 10^{-5} \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

množství plynu proteklé ložiskem:

$$G_L = 2G_1 = 1,51 \cdot 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} = 0,554 \text{ kg} \cdot \text{hod}^{-1}$$

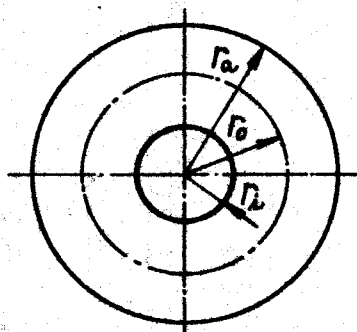
objem plynu v m³:

$$V = \frac{G_L}{\rho} = \frac{0,554}{1,14} = 0,48 \text{ m}^3$$

pro dvě ložiska platí proteklé množství plynu:

$$2V = 0,96 \text{ m}^3 \text{ vzduchu.}$$

4.2. Výpočet axiálního ložiska:



$$\begin{aligned} r_L &= 7,5 \cdot 10^{-3} \text{ m} \\ r_0 &= 13 \cdot 10^{-3} \text{ m} \\ r_a &= 18 \cdot 10^{-3} \text{ m} \end{aligned}$$

Obr. 41

úhel jednotkové nosné plochy $\varepsilon = 90^\circ$

počet jednotkových nosných ploch V na přímý úhel $\alpha = 180^\circ$

$$V = \frac{180^\circ}{90} = 2$$

plocha nosného pole:

$$S = \frac{\pi \cdot \varepsilon (r_a^2 - r_L^2)}{360} = \frac{\pi \cdot 90 \cdot [(18 \cdot 10^{-3})^2 - (7,5 \cdot 10^{-3})^2]}{360} = 2,1 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

nosná síla pole:

$$F_n = (C \cdot p_1 - p_2) \cdot S$$

C - faktor nosnosti pro

přívod vzduchu tryskou

C_∞ - faktor nosnosti pro

přívod vzduchu šěrbinou

$$C = C_{\infty} \cdot f$$

$$C = \frac{C_{KA} + C_{KI} \cdot \frac{r_i}{r_a}}{1 - \frac{r_i^2}{r_a^2}}$$

ložiskové číslo:

$$A_L = \frac{E \cdot p_a \cdot h^2}{2160 \cdot \pi \cdot d \cdot \eta \cdot [2 \cdot g \cdot R \cdot T \cdot \ln \frac{r_a}{r_o}] \cdot \sqrt{\frac{\alpha_d}{1 + \alpha_d}}} \quad \dots (16)$$

$$\alpha_d = \frac{\ln 2 - \frac{\pi}{4} \cdot \frac{k}{k^*}}{\ln \frac{V \cdot d}{2 \cdot r_o}} = \frac{\ln 2 - \frac{\pi}{4} \cdot 1,11}{\ln \frac{2 \cdot 2 \cdot 10^{-4}}{2 \cdot 13 \cdot 10^{-3}}}$$

$$\frac{k}{k^*} = \frac{\ln \frac{r_a}{r_i}}{\pi \cdot \frac{E}{360}} = \frac{\ln \frac{18}{7,5}}{\pi \cdot \frac{90}{360}} = 1,11$$

k výpočtu použijí Ø trysky $d = 2 \cdot 10^{-4} \text{ m}$
ložiskové číslo A_L z rovnice č. 16

$$A_L = \frac{90 \cdot 10^5 \cdot (3 \cdot 10^{-6})^2}{2160 \cdot 426 \cdot 10^2 \cdot 2 \cdot 10^{-4} \cdot 1,779 \cdot 10^{-5} \cdot [2 \cdot 9,81 \cdot 2927 \cdot 293 \cdot \ln \frac{18}{13}] \cdot \sqrt{\frac{426 \cdot 10^{-2}}{1 + 426 \cdot 10^2}}} = 0,374$$

$$\frac{p_o}{p_a} = \frac{0,568}{0,1} = 5,68$$

$$\frac{p_1}{p_a} = 2,4 \quad p_1 = 2,4 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

$$\frac{p_a}{p_1} = \frac{0,1}{0,24} = 0,416$$

$$\frac{r_a}{r_o} = \frac{18}{13} \quad \frac{r_o}{r_i} = \frac{13}{7,5}$$

z obrázků 15, 16 se odečtou konstanty C_{KA} a C_{KI}

$$C_{KA} = 0,27$$

$$C_{KI} = 0,46$$

$$C_{\infty} = \frac{0,27 + 0,46 \cdot \frac{7,5}{18}}{1 - \frac{7,5^2}{18^2}} = 0,558$$

$$f = \sqrt[4]{1 - [1 - (\frac{p_a}{p_1})^2] \cdot \frac{1}{1 + \alpha_d}} = \sqrt[4]{1 - [1 - (\frac{1}{2,4})^2] \cdot \frac{1}{1 + 426 \cdot 10^2}} = 0,982$$

$$C = C_{\infty} \cdot f = 0,558 \cdot 0,982 = 0,548$$

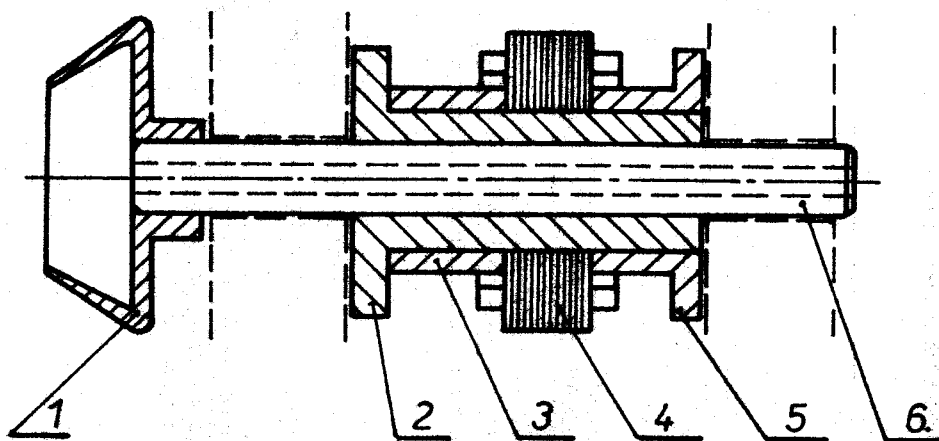
nosná síla pole:

$$F = (C \cdot p_1 - p_a) \cdot S = (0,548 \cdot 2,4 \cdot 10^5 - 1 \cdot 10^5) \cdot 2,1 \cdot 10^{-4} = 6,62 \text{ N}$$

nosná síla celého ložiska:

$$F_L = F \cdot 4 = 26,5 \text{ N}$$

4.3. Výpočet příkonu ložiska

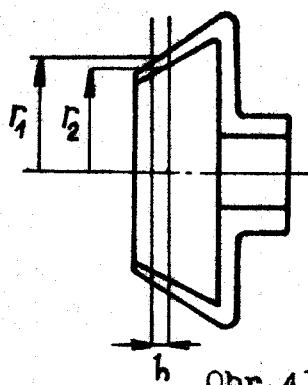


Obr. 42

- | | |
|----------------------------|--------------------------------------|
| 1 - rotor jednotky Süßen Ø | 4 - rotor vysokofrekvenčního motorku |
| 2 - pouzdro | 5 - kroužek |
| 3 - kroužek | 6 - hřídelka |

Výpočet momentů setrvačnosti jednotlivých částí:
rozměry odměřeny z detailních výkresů

K výpočtu momentu setrvačnosti rotoru si tento rozdělíme myšlenými řezy na několik prstenců a spočítáme moment setrvačnosti každého prstence. Celkový moment setrvačnosti je součtem momentů dílčích.



Obr. 43

moment setrvačnosti jednoho prstence:

$$J_1 = \frac{1}{2} \cdot \pi \cdot h_1 \cdot \rho \cdot (r_1^4 - r_2^4)$$

celkový moment setrvačnosti: $J_c = \sum_{i=1}^7 J_i$

$$J_1 = \frac{1}{2} \cdot \pi \cdot 2 \cdot 10^3 \cdot 2,8 \cdot 10^3 \cdot [(2,35 \cdot 10^{-4})^4 - (2,25 \cdot 10^{-4})^4] = 4,28 \cdot 10^{-7} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$J_2 = 4,86 \cdot 10^{-7} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$J_3 = 5,49 \cdot 10^{-7} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$J_4 = 9 \cdot 10^{-7} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$J_5 = 1 \cdot 10^{-6} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$J_6 = 5,77 \cdot 10^{-6} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$J_7 = 2,7 \cdot 10^{-7} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$J_{c_1} = \sum_{i=1}^7 J_i = 9,4 \cdot 10^{-6} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

momenty setrvačnosti částí podle obr. 42:

$$J_2 = 1,36 \cdot 10^{-5} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$J_3 = 4,9 \cdot 10^{-6} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$J_4 = 2,7 \cdot 10^{-6} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$J_5 = 7,4 \cdot 10^{-6} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$J_6 = 4,7 \cdot 10^{-6} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$J_{c_2} = \sum_{i=1}^5 J_i = 6,7 \cdot 10^{-5} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

moment setrvačných hmot při rozběhu, volím dobu rozběhu

$t_r = 30$ sekund;

$$M_{rc} = (J_{c_1} + J_{c_2}) \cdot \varepsilon = 7,64 \cdot 10^{-5} \cdot \frac{\pi \cdot 10^5}{30 \cdot 30} = 0,022 \text{ Nm}$$

Třecí momenty v radiálním a axiálním ložisku:

$$M_{tc} = 2 \cdot (M_{tr} + M_{ta}) = 2 \cdot \left[\frac{2 \cdot r \cdot r^3 \cdot \eta \cdot \omega \cdot L}{c \cdot (1 - \lambda^2)} + \frac{2}{3} \cdot r \cdot \eta \cdot \omega (r_1^3 - r_2^3) \right]$$

třecí moment v radiálním ložisku z rovnice na str. 56

$$M_{tc} = 2 \cdot \left\{ 1,85 \cdot 10^3 + \frac{2}{3} \cdot r \cdot 1,779 \cdot 10^5 \cdot \frac{\pi \cdot 10^5}{30} \cdot \left[(18 \cdot 10^3)^3 - (7,5 \cdot 10^3)^3 \right] \right\} = 3,5 \cdot 10^3 \text{ Nm}$$

odebraný příkon při rozběhu z 0 na 100 000 ot/min

s uvažovanou dobou rozběhu $t_r = 30 \text{ s}$

$$P = (M_{rc} + M_{tc}) \cdot \omega = (22 \cdot 10^3 + 3,5 \cdot 10^3) \cdot \frac{\pi \cdot 10^5}{30} = \underline{267 \text{ W}}$$

5. EKONOMICKÉ ZHODNOCENÍ ULOŽENÍ SPŘÁDNÍCH ROTORŮ JEDNOTEK BD 200 A SÜSSEN.

Volba uložení spřádního rotoru značně ovlivňuje cenu celého stroje. Uložení a pohon rotoru by měly zajišťovat vysokou produktivitu práce a pokud možno nízkou spotřebou energie. Tyto požadavky nelze v krátké době zajistit, jde tu o dlouhodobý výzkum. Při řešení tohoto úkolu vystupují do popředí další vlivy, jako hlučnost zařízení, vibrace při vysokých otáčkách. Podklady pro hodnocení byly získány ve VÚB Ústí nad Orlicí. Jednotka Süssen má tyto zásadní výhody:

- 1/ umožňuje použití pracovních otáček do 100 000 za min.
- 2/ životnost valivého uložení opěrných kotoučů při třísměnném provozu je 5 roků
- 3/ jednoduchá obaluha a snadná výměna komory podle staplu spřádaných vláken.

Na jednotce Süssen bylo provedeno měření výkonu s komorou BD 200 o $\varnothing$ 65 mm, na jednotce BD s vřetenem SP 66/40 byl měřen výkon rovněž s $\varnothing$ komory 65 mm. Výkon P byl měřen na obou jednotkách v rozsahu 20 000 až 90 000 za min. Ze získaných hodnot byl sestaven graf - obr. 44. Ekonomické zhodnocení je provedeno podle obrázku pro 40 000 otáček za minutu.

Při uložení Süssen s komorou BD 200 $\varnothing$ 65 mm - příkon 98 W,
komora BD 200 $\varnothing$ 65 mm uložení valivé, vřeteno SP 66/40 -
- příkon 63 W.

Výpočet spotřeby elektrické energie u obou spřádacích jednotek za 1 hod.

$$\text{BD 200 : } E = 63 \text{ Wh} = 63 \cdot 10^{-3} \text{ kWh}$$

$$\text{Süssen : } E = 98 \text{ Wh} = 98 \cdot 10^{-3} \text{ kWh}$$

Cena 1 kWh je 0,45 Kčs, hodinová spotřeba v Kčs bude:

$$\text{BD 200 : } 63 \cdot 10^{-3} \cdot 0,45 = 28,35 \cdot 10^{-3} \text{ Kčs/hod.}$$

$$\text{Süssen : } 98 \cdot 10^{-3} \cdot 0,45 = 44,10 \cdot 10^{-3} \text{ Kčs/hod.}$$

Předpokládám dvousměnný provoz, tedy 4 420 pracovních hodin ročně.

Pak cena elektrické energie za rok bude:

$$\text{BD 200 : } 28,35 \cdot 10^{-3} \cdot 4420 = 125,30 \text{ Kčs}$$

$$\text{Süssen : } 44,10 \cdot 10^{-3} \cdot 4420 = 194,92 \text{ Kčs}$$

Rozdíl činí 69,62 Kčs.

Zvyšování otáček u uložení BD 200 je omezeno konstrukcí, tedy valivými ložisky. Toto uložení je schopno spolehlivě pracovat při 40 000 ot. za min. Další zvyšování otáček má za následek porušení funkčních ploch ložisek. Z obr. 45 lze vyčíst spotřebovaný příkon pro 70 000 ot. za min.

a/ komora Ø 47 na jednotce Süssen $P = 112 \text{ W}$

b/ komora Ø 47 s uložení na vzduchovém polštáři $P = 80 \text{ W}$

Zde je vidět, že jednotka Süssen je ekonomicky náročnější na spotřebovanou energii. Do údaje komory uložené na vzduchovém ložisku není zahrnuta energie na výrobu stlačeného vzduchu, údaj by byl o 20 % vyšší, tedy $P = 100 \text{ W}$.

Vysvětlivky k obrázkům:

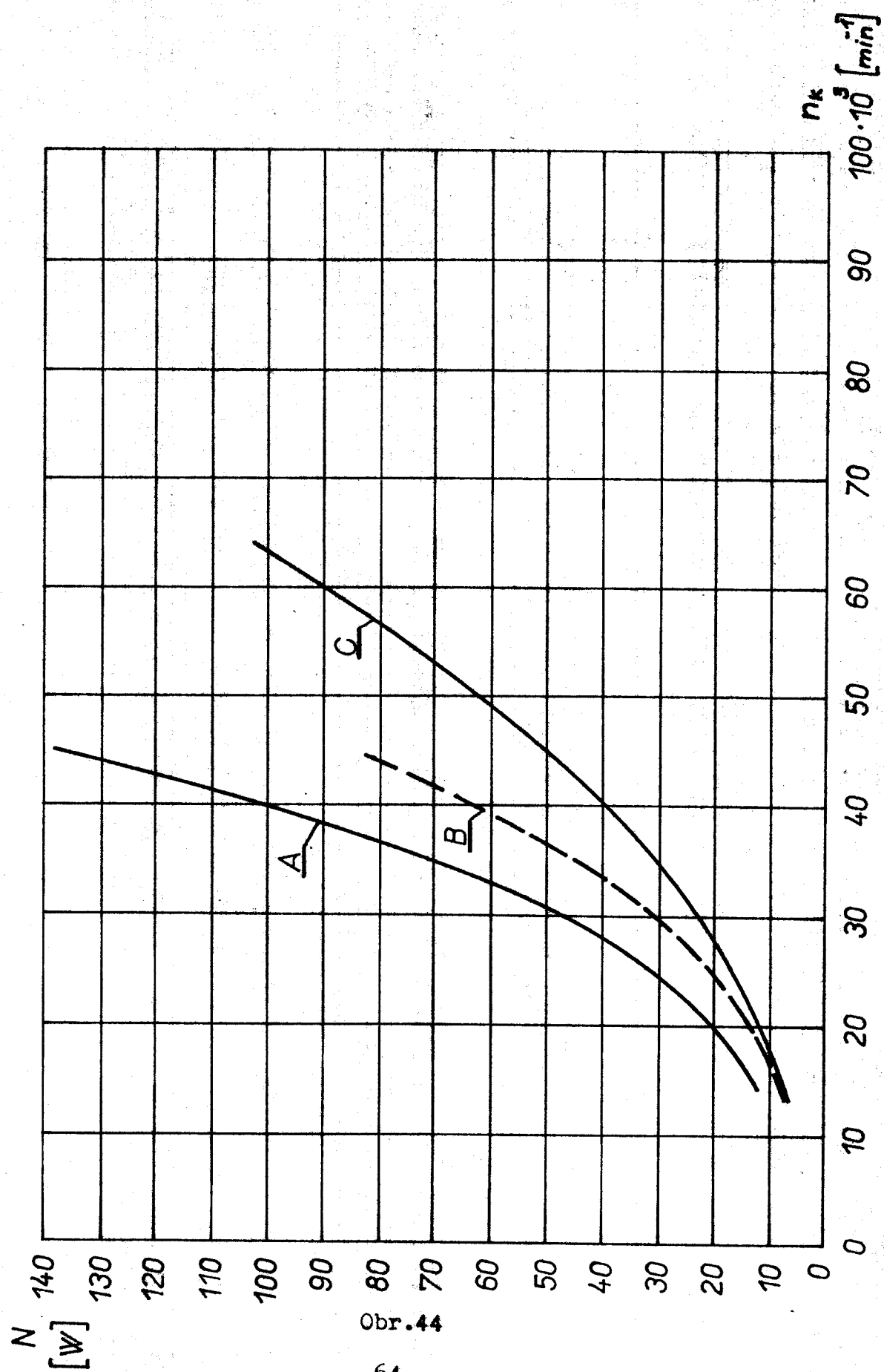
obr. 44: A - komora BD 200 Ø 65 mm, odvalovací uložení
Süssen

B - komora BD 200 Ø 65 mm, uložení - vřeteno SP 66/40

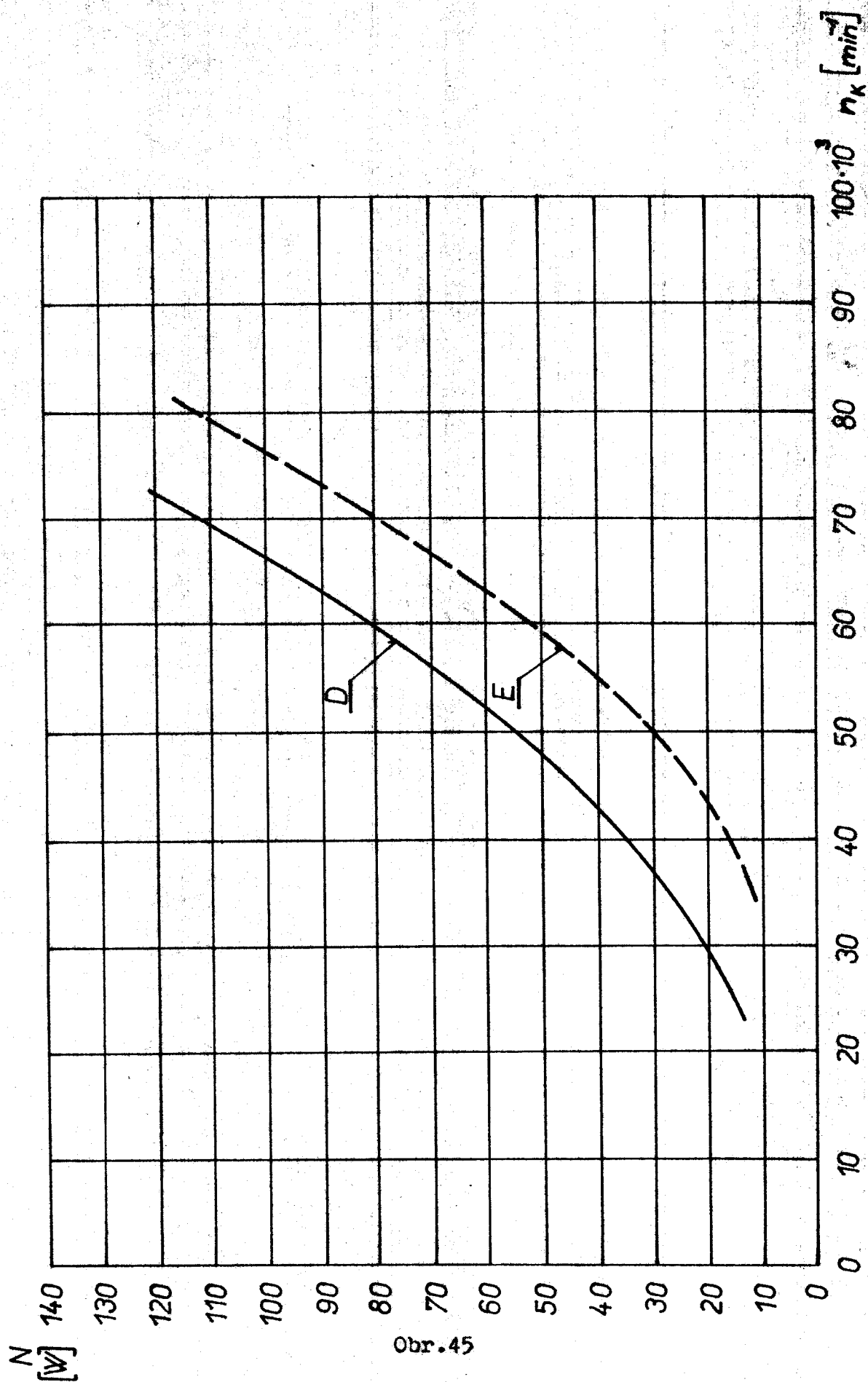
C - sprádní komora i uložení Süssen

obr. 45: D - sprádní komora Ø 47 mm, uložení Süssen

E - komora Ø 47 mm, uložení na vzduchovém polštáři



Obr. 44



Obr. 45

6. ZÁVĚR

Navržené vzduchové ložisko má v porovnání s ložiskem zkonstruovaným ve VÚB Ústí nad Orlicí značně vyšší příkon. Toto je dáno jednak zvýšením otáček na 100 000 za minutu, jednak poměrně vysokým momentem setrvačnosti rotujících částí. Při výpočtu jsem uvažoval dobu rozběhu 30 sekund, snížením by se značně zvýšil příkon. Dalším snížením hmotnosti rotoru by klesl příkon nutný k rozběhu. Při srovnání spřádních jednotek s ohledem na uložení rotoru vyplývají nesporné přednosti jednotky Süssen. Největší předností se jeví jednoduchá a rychlá výměna rotorů při změně délky spřádaných vláken. Výměna rotorů přináší značné ekonomické úspory oproti jednotce BD 200 s pevně fixovaným rotorem. U vysokootáčkových spřádních jednotek je též důležitá poloha osy rotoru vůči odtažované přízi z hlediska přetrhu. Nejvýhodnější se jeví odtaž příze v ose rotoru, při němž je příze nejkvalitnější. Uložení na vzduchovém polštáři je zatím jen v oblasti vývoje a jestliže se podaří odstranit nedostatky, které se u prototypu ložiska stroje BDA objevily jako chvění a vibrace při vysokých otáčkách použitím vhodného tlumicího materiálu, bude toto uložení nenáročné na obsluhu a ekonomicky výhodné.

Seznam výkresů:

- 1/ Konstrukční výkres sestavení navrženého uložení sprádního roteru na vzduchovém polštáři
č. TS/80 - PŘ - 01. 00 00

detailní výkresy:

- 2/ č. TS/80 - PŘ - 00. 00 01
3/ č. TS/80 - PŘ - 00. 01 02
4/ č. TS/80 - PŘ - 00. 00 03
5/ č. TS/80 - PŘ - 00. 00 04
6/ č. TS/80 - PŘ - 00. 00 05
7/ č. TS/80 - PŘ - 00. 00 06
8/ č. TS/80 - PŘ - 00. 00 07
9/ č. TS/80 - PŘ - 00. 00 08
10/ č. TS/80 - PŘ - 00. 00 10

POUŽITÁ LITERATURA.

- 1/ N. S. Grassam: Podšipniky s gazovoj smazkoj, "Mir"
Moskva 1960
- 2/ S. A. Šejnberg: Gazovaja smazka podšipnikov skolženija
Sborník VIII
- 3/ E. Loch: Aerostatická ložiska
Konstruktion 3,4 1967
- 4/ ing. J. Trnka: Směrnice pro výpočet a konstrukci radiál-
ních aerostatických ložisek
Zpráva SVÚSS - 64 - 03038
- 5/ V. Rohlena a kol: Bezvřetenové předení
SNTL Praha 1974
- 6/ Prospekty firmy Süssen
- 7/ Firemní literatura VÚB Ústí nad Orlicí
- 8/ Výzkumná zpráva VŠST Z-TT-51/70

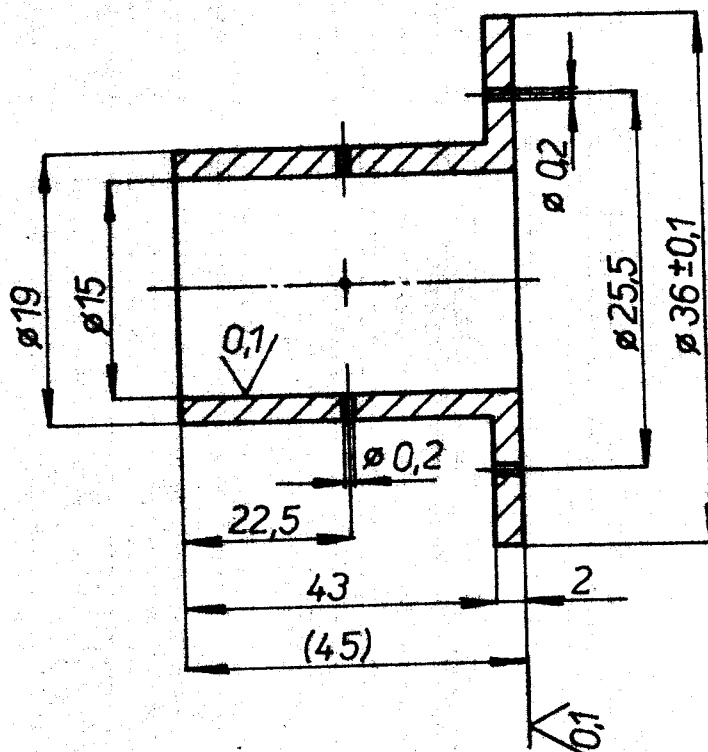
Poděkování

Na závěr bych chtěl poděkovat za rady a připomínky
při vypracování diplomové práce.

s. Doc. Ing. Jaroslavu Charvátovi, CSc

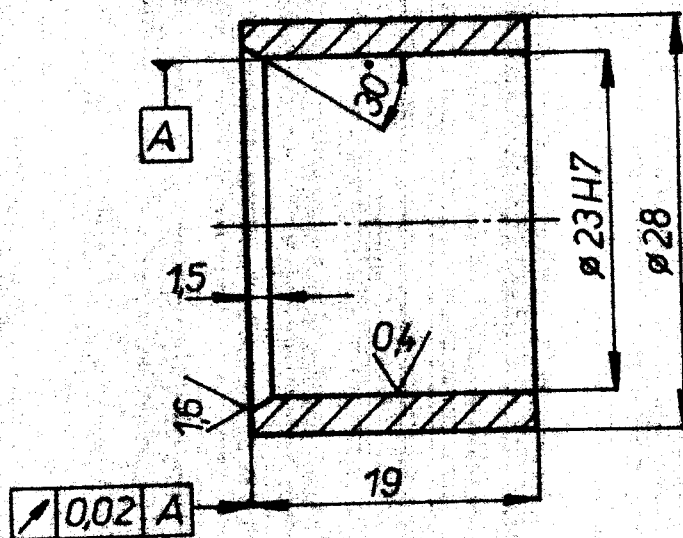
s. Ing. Josefu Ripkovi, CSc

0,1 0,8



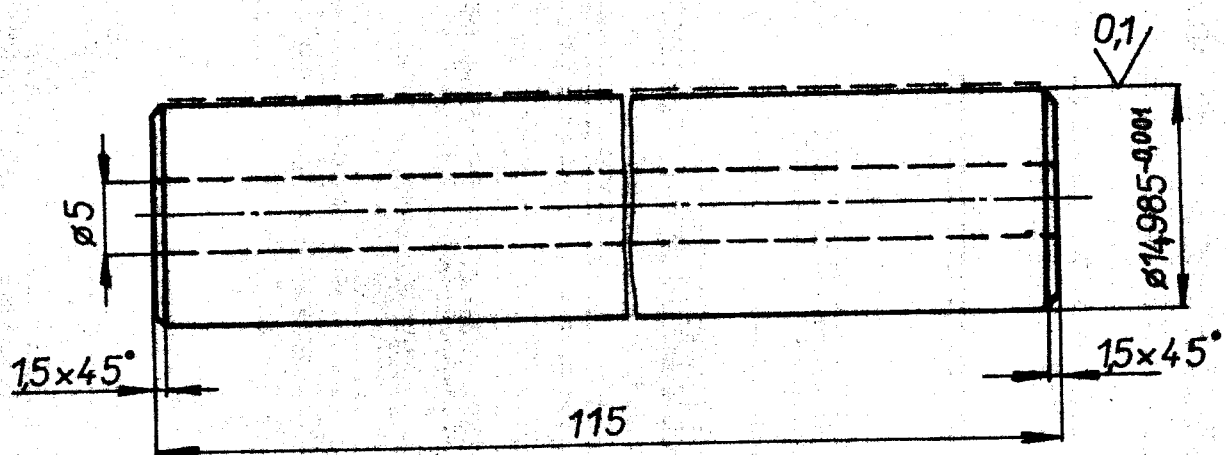
		GRAFIT SE 81G				TS/80-PR-00- -01-00	
Název - Roamér	Podstav	Mat. konečný	Mat. výchozí	Třída Odp.	Č. váha	Hr. váha	Číslo výkresu
Poznámka			Celková č. váha kg				
2:1	Kreslil <i>J. Zeman</i>	Čís. sním.	Změna	Datum	Podpis	Index změny	x x x x
	Prozkoušel						
	Norm. rel.						
	Výr. projednal						
	Schválil	Č. transp.					
Dne							
Typ		Skupina		Starý výkres		Nový výkres	
Název							
VYSOKÁ ŠKOLA STROJNÍ LIBEREC		VLOŽKA		TS/80-PR-00-00-03		Počet listů	

63 (1,6 0,4)



TYČ Ø 28-21		ČSN 425516.10	19721.1					TS/80-PR-01-00-00	
Podpis kresl.	Název - Rozměr	Polotovár	Mat. korekce	Mat. výchozí	Theta Odp.	Č. v.dha	Hr.v.dha	Číslo výkresu	Pos.
Poznámka				Celková č. v.dha kg					
2:1	Kreslil	<i>J. Kameník</i>	Čís. sním.	Změna		Datum		Podpis	
	Prozkoušel		Č. transp.						
	Norm. ref.								
	Výr. projednal	Schválil							
		Dne							
VYSOKÁ ŠKOLA STROJNÍ LIBEREC		Typ	Skupina	Starý výkres		Nový výkres			
		Název	KROUŽEK		TS/80-PR-00-00-04				
				Počet listů		List			

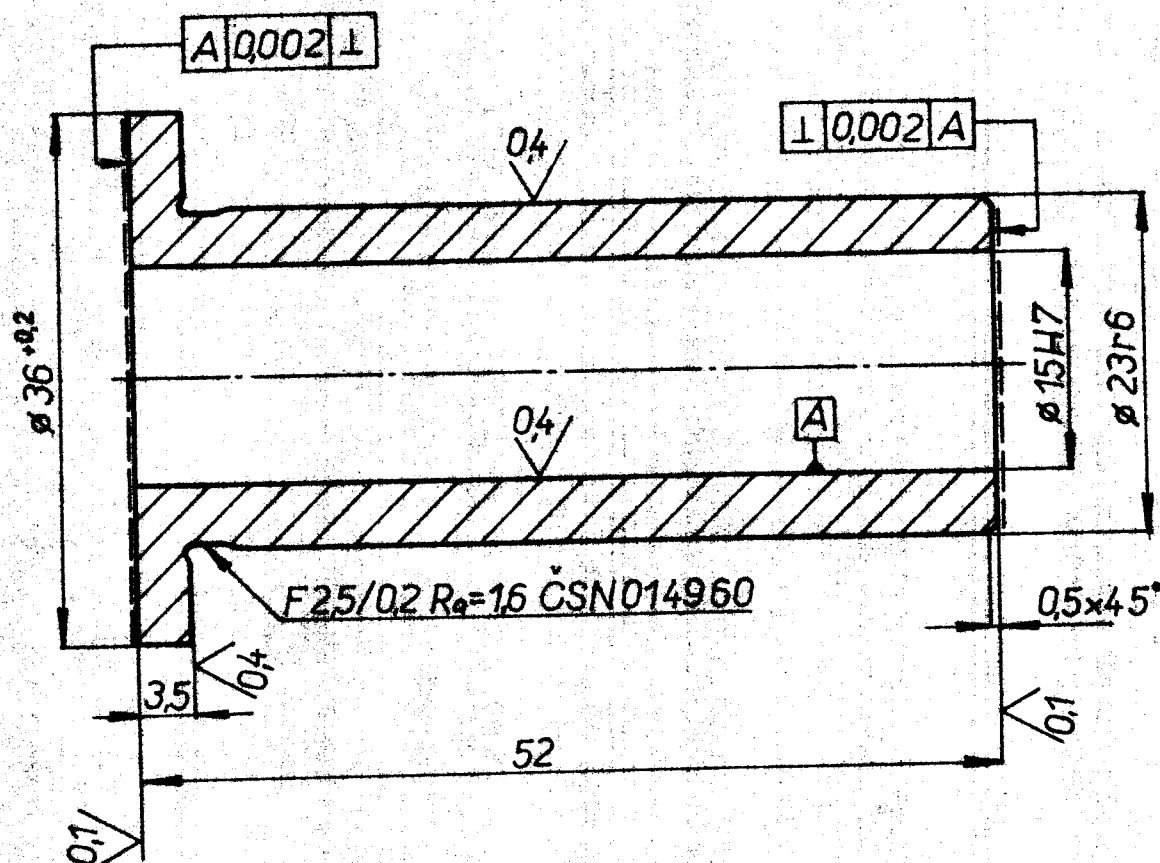
32 (0,1)



3. KALIT A POPUSTIT NA 62±2 HRC
2. PO VYHRUBOVANÍ ZIHA
1. — — — LAPOVAT

TYČ Ø 17 x 120		ČSN 42 55.16.10	19 721.4	19 721.1				TS/80-PR-01-00-00	
Poč. kusů	Název - Rozměr	Polotovar	Mat. konečný	Mat. výchozí	Třída Odp.	Č. váha	Hr. váha	Číslo výkresu	Pos.
Poznámka				Celková č. váha kg					
Měřítko 2:1	Kreslil J. Hlaváč		Čís. sním.						x
	Prozkoušel								x
	Norm. ref.								x
	Výr. projednal	Schválil	Č. transp.						x
		Dne							x
VYSOKÁ ŠKOLA STROJNÍ LIBEREC		Typ	Skupina	Starý výkres		Nový výkres			
Název		HŘÍDELKA		TS/80-PR-00-00-05		Ulož			
				Počet kusů					

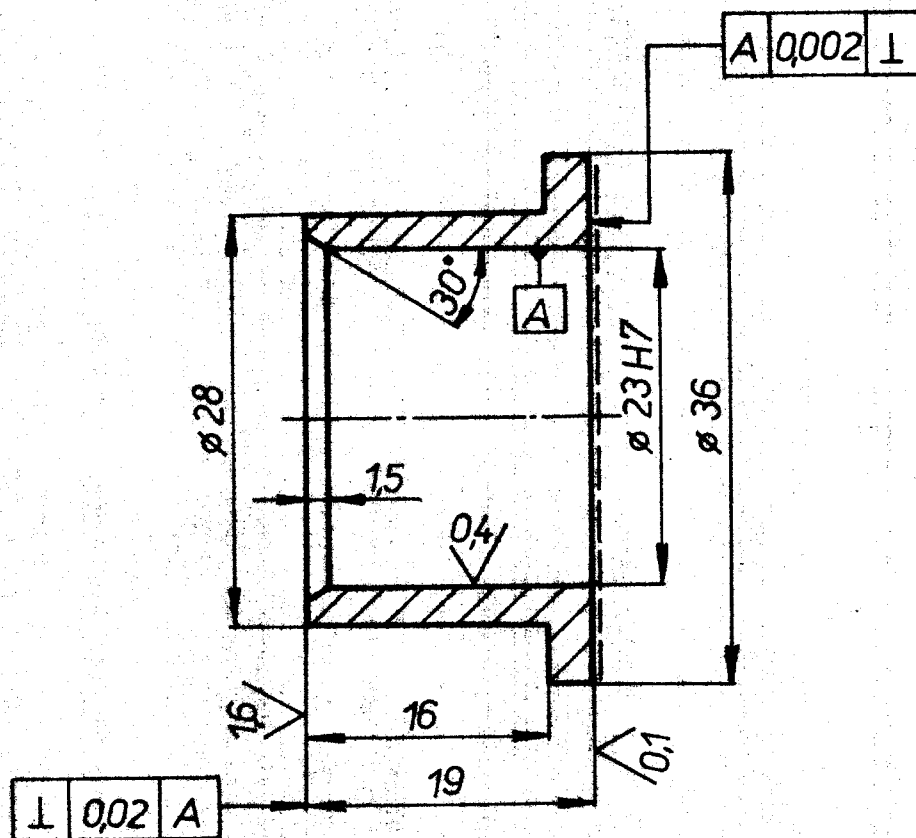
0,4 0,1



3. KALIT A POPUSTIT NA 62±2 HRC
2. PO VYHRUBOVÁNÍ ŽÍHAT
1. LAPOVÁNO

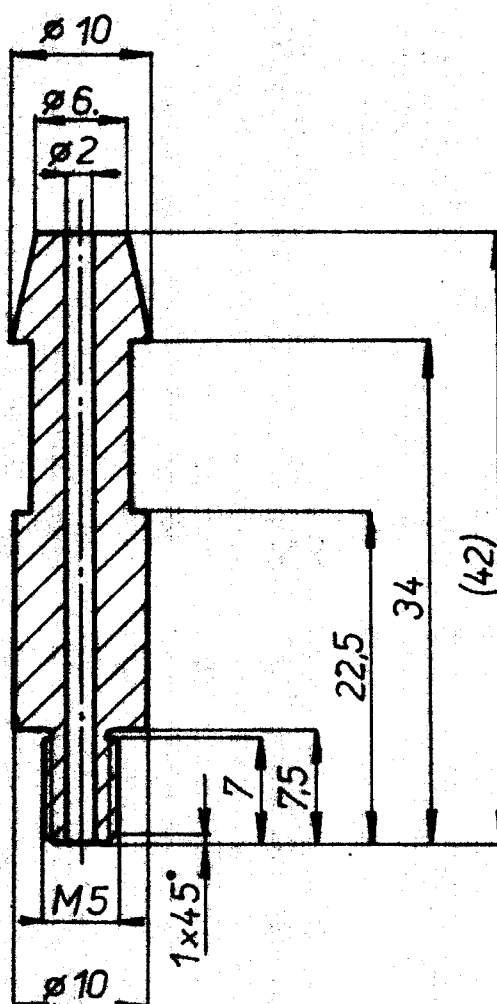
TYČ 38-54		ČSN 42 55 16.10	19 721.4	19 721.1				TS/80-PR-01-00-00	
Počet kusů	Název - Rozměr	Podotovar	Mat. konečný	Mat. výchozí	Třída Odp.	Č. váha	Hr.váha	Číslo výkresu	Pos.
Poznámka			Celková č. váha kg						
Měřítko 2:1	Kreslil J. Kaut		Čís. sním.	Změna			Datum	Podpis	Index změny
	Prozkoušel								
	Norm. ref.								
	Výr. projednal	Schválil	Č. transp.						
		Dne							
VYSOKÁ ŠKOLA STROJNÍ LIBEREC		Typ	Skupina	Starý výkres			Nový výkres		
		Název	POUZDRO			TS/80-PR-00-00-06			
						Počet listů			list

1,6 0,4 0,1

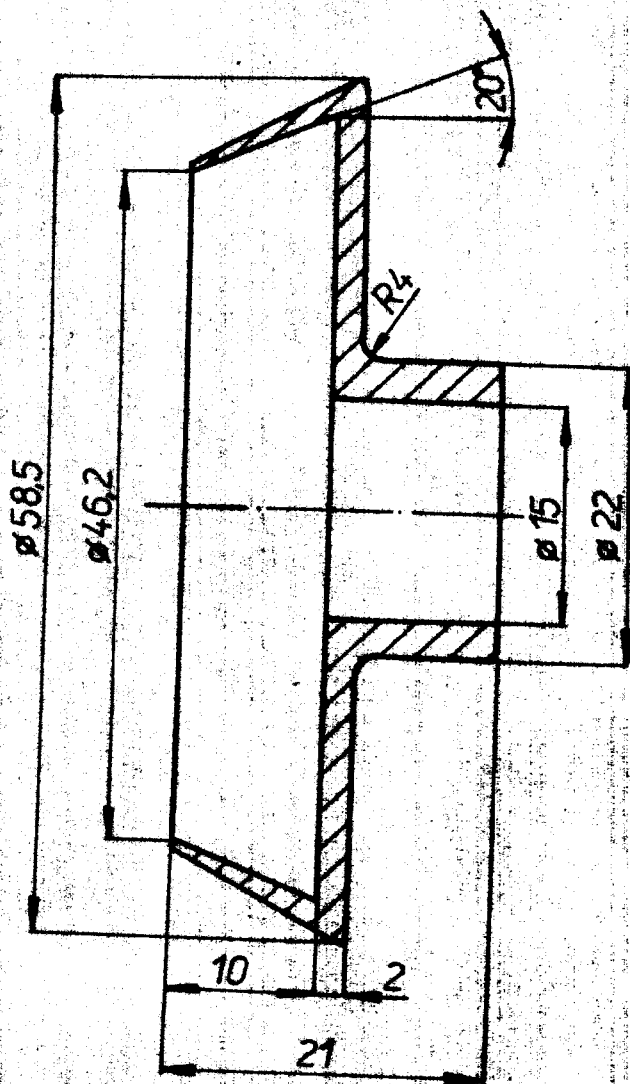


3 KALIT A POPUSTIT NA 62 ± 2 HRC
 2. PO VYHRUBOVÁNÍ ŽÍHAT K ODSTRANĚNÍ VNITŘNÍHO PNUTÍ
 1. ——— LAPOVAT

TYČ ø38-22		ČSN 42 55 16.10	19 721.4	19 721.1				TS/80-PŘ-01-00-00		
Název - Rozměr		Podstavce	Mat. konečný	Mat. výchozí	Třída Odp.	Č. váha	Hr.váha	Číslo výkresu	Pos.	
Poznámka				Celková č. váha kg						
Měřítko 2:1	Kreslil	J. Kaut	Čís. sním.	Změna			Datum	Podpis	Index změny	x
	Prozkoušel									
	Norm. ref.									
	Výr. projednal	Schválil								
		Dne								
Typ		Skupina		Starý výkres			Nový výkres			
Název										
VYSOKÁ ŠKOLA STROJNÍ LIBEREC		KROUŽEK		TS/80-PŘ-00-00-07						
				Počet listů			List			



TYČ $\varnothing 10-44$		ČSN 42 65 10	11 500.0					TS/80-PR-01 -00-00	
Podst. tvar	Název - Rozměr	Polotovar	Mat. konečný	Mat. výchozí	Hled. Odp.	Č. váha	Nř. váha	Číslo výkresu	Pos.
Posuvníka				Celková č. váha kg					
Měřítko 2:1	Kreslí		Čís. sním.	Změna			Datum	Podpis	Index změny
	Přezkoušel								
	Norm. rel.								
	Výr. projednal	Schválil	Č. transp.						
		Dne							
VYSOKÁ ŠKOLA STROJNÍ LIBEREC		Typ Název	Skupina	Starý výkres		Nový výkres			
		VÝVODKA		TS/80-PR-00-00-08					
				Počet listů		List			



TYČ Ø53-25		CSN 42 76 10		42 42 54.60				TS/80-PR-01-	
Název - Rozměr		Polotovár		Mat. konečný		Mat. výchozí		Č. váha	
Poznámka						Celková č. váha kg		Číslo výkresu	
Měřítko 2:1	Kreslil J. Kaniš			Čís. sním.					
	Prozkoušel								
	Norm. ref.								
	Výr. projednal	Schválil		Č. transp.					
		Dne							
VYSOKÁ ŠKOLA STROJNÍ LIBEREC		Typ		Skupina		Starý výkres		Nový výkres	
		Název		SPŘÁDNÍ ROTOR					
						TS/80-PR-00-00-10			
						Počet listů			