



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

MODELOVÁNÍ MAZACÍ SOUSTAVY TURBODMYCHADLA

MODELLING THE OIL LUBRICATION SYSTEM OF TURBOCHARGER

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Lukáš Breckl

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Pavel Novotný, Ph.D.

BRNO 2018

Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Bc. Lukáš Breckl**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Automobilní a dopravní inženýrství
Vedoucí práce: **doc. Ing. Pavel Novotný, Ph.D.**
Akademický rok: 2017/18

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č. 111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Modelování mazací soustavy turbodmychadla

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Práce se zabývá prouděním oleje v mazacích kanálcích a kluzných ložiscích turbodmychadla s uvažováním dynamických jevů v kapalině. Součástí práce je stanovení ztrátových součinitelů pro jednotlivé místní ztráty včetně zahrnutí vlivu rotace mazacího kanálku na proudění oleje v kanálcích. Navržené postupy budou aplikovány na zážehový spalovací motor.

Cíle diplomové práce:

Rešerše problematiky mazání turbodmychadla.
Výpočtový model pro proudění tekutiny v mazacím kanálku na základě analytických metod.
Výpočtový model pro proudění tekutiny v mazacím kanálku na základě 3D CFD metod.
Aplikace na turbodmychadlo vznětového motoru.

Seznam doporučené literatury:

STACHOWIAK, Gwidon W. a Andrew W. BATCHELOR. Engineering Tribology. 3. vyd. Boston: Elsevier Butterworth-Heinemann, 2005. ISBN 0-7506-7836-4.

HAMROCK, Bernard J., SCHMID, Steven R. a JACOBSON, Bo. O. Fundamentals of fluid film lubrication. 2. vyd. New York: Marcel Dekker, 2004. ISBN 0-8247-5371-2.

KOZUBKOVA, M., DRABKOVA S. a ŠŽAVA P. Matematické modely nestlačitelné ho a stlačitelného proudění - Metoda konečných objemů. 1. vyd. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava, 1999.

NGUYEN-SCHÄFER, Hung. Rotordynamics of Automotive Turbochargers. Second Edition. Ludwigsburg, Germany: Springer, 2015. ISBN 978-3-319-17643-7.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2017/18.

V Brně, dne 2. 10. 2017



prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty



ABSTRAKT

Diplomová práce obsahuje rešeršní část zaměřenou na konstrukci turbodmychadla, mazací soustavu motoru a turbodmychadla, základní fyzikální vlastnosti mazacích olejů a hydrodynamiku. Cílem práce je vytvořit analytický a CFD výpočetní model mazací soustavy turbodmychadla. Na jejich základě stanovit výstupní tlaky a měrné ztrátové energie místních odporů.

KLÍČOVÁ SLOVA

Turbodmychadlo, CFD, proudění kapaliny, mazací kanálky, kluzné ložisko

ABSTRACT

The diploma thesis contains a research part focused on turbocharger construction, engine lubrication system and turbocharger, basic physical properties of lubricating oils and hydrodynamics. The purpose of this thesis is to create analytical and CFD computational model of turbocharger lubrication system. Output pressures and the loss of specific energy are determined.

KEYWORDS

Turbocharger, CFD, fluid flow, oil channels, journal bearing



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

BRECKL, L. Modelování mazací soustavy turbodmychadla. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2018. 54 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Pavel Novotný, Ph.D.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením doc. Ing. Pavla Novotného, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 23. května 2018

.....

Lukáš Breckl



PODĚKOVÁNÍ

Děkuji především panu doc. Ing. Pavlu Novotnému, Ph.D. za odborné vedení při zpracování této diplomové práce a svým rodičům za podporu a toleranci během studia.



OBSAH

Úvod	10
1 Základní popis turbodmychadla	11
1.1 Základní princip přepřňování	11
1.2 Turbodmychadla osobních a nákladních vozidel.....	12
2 Mazací soustava.....	14
2.1 Mazací soustava motoru	14
2.2 Mazací soustava turbodmychadla	15
2.3 Ložiska, a dynamika hřídele turbodmychadla	17
2.3.1 Radiální kluzná ložiska.....	17
2.3.2 Axiální kluzná ložiska	20
2.3.3 Vyvažování.....	20
2.3.4 Dynamika	20
3 Fyzikální vlastnosti mazacích olejů.....	21
3.1 Viskozita	21
3.1.1 Dynamická viskozita	21
3.1.2 Kinematická viskozita	22
3.2 Závislost viskozity na tlaku	22
3.3 Závislost viskozity na teplotě	23
3.4 Závislost smykového napětí na smykové rychlosti	24
3.5 Závislost tlaku na hustotě oleje.....	26
4 Hydrodynamika	27
4.1 Proudění skutečných kapalin	27
4.1.1 Rovnice kontinuity	29
4.1.2 Navier-stokesova rovnice	29
4.1.3 Bernoulliho rovnice	29
4.2 Hydrodynamické mazání	30
4.2.1 Reynoldsova rovnice	30
5 Výpočtové modely pro proudění tekutiny v mazacím kanálku.....	34
5.1 Analytický výpočtový model.....	34
5.2 CFD výpočtový model.....	35
5.2.1 Výpočetní síť	35
5.3 Vybrané typy kanálků	38
5.3.1 Analytický výpočet.....	39
5.3.2 CFD výpočet.....	39
5.4 Mazací soustava turbodmychadla	44



5.5	Zhodnocení	46
6	CFD výpočtový model pro proudění tekutiny kluznými ložisky	47
6.1	Radiální kluzné ložisko	47
6.2	Axiální kluzné ložisko	49
	Závěr	52
	Použité informační zdroje	53
	Seznam použitých zkratk a symbolů	54
	Příloha A	



ÚVOD

Turbodmychadla jsou v dnešní době nedílnou součástí téměř všech nových motorů, ať z hlediska výkonu, měrné spotřeby paliva či emisí. Rotor turbodmychadla je uložen v ložiscích, do kterých je nutné přivádět mazací olej v dostatečném množství. Nejpoužívanějším typem ložisek jsou ložiska kluzná. Olej je k ložiskům dopravován z mazací soustavy motoru přes soustavu mazacích kanálků turbodmychadla.

Diplomová práce se zabývá prouděním kapaliny mazacími kanálky turbodmychadla. K popisu proudění je použita metoda výpočetní dynamiky tekutin tzv. CFD metoda. Tato metoda je nedílnou součástí mnoha strojních odvětví např. automobilový průmysl, letectví, energetika a spoustu dalších. Využívá se pro schopnost simulací reálných podmínek a relativně nízkých nákladů pro získání základních inženýrských dat, proti experimentálnímu měření, které může být nákladné. S rostoucím výkonem výpočetní techniky se budou výpočetní časy CFD simulací dále snižovat.

Cílem práce je vytvořit analytický a CFD výpočetní model pro proudění kapaliny mazacími kanálky turbodmychadla. Pro CFD simulace byl použit program ANSYS CFX.



1 ZÁKLADNÍ POPIS TURBODMYCHADLA

1.1 ZÁKLADNÍ PRINCIP PŘEPLŇOVÁNÍ

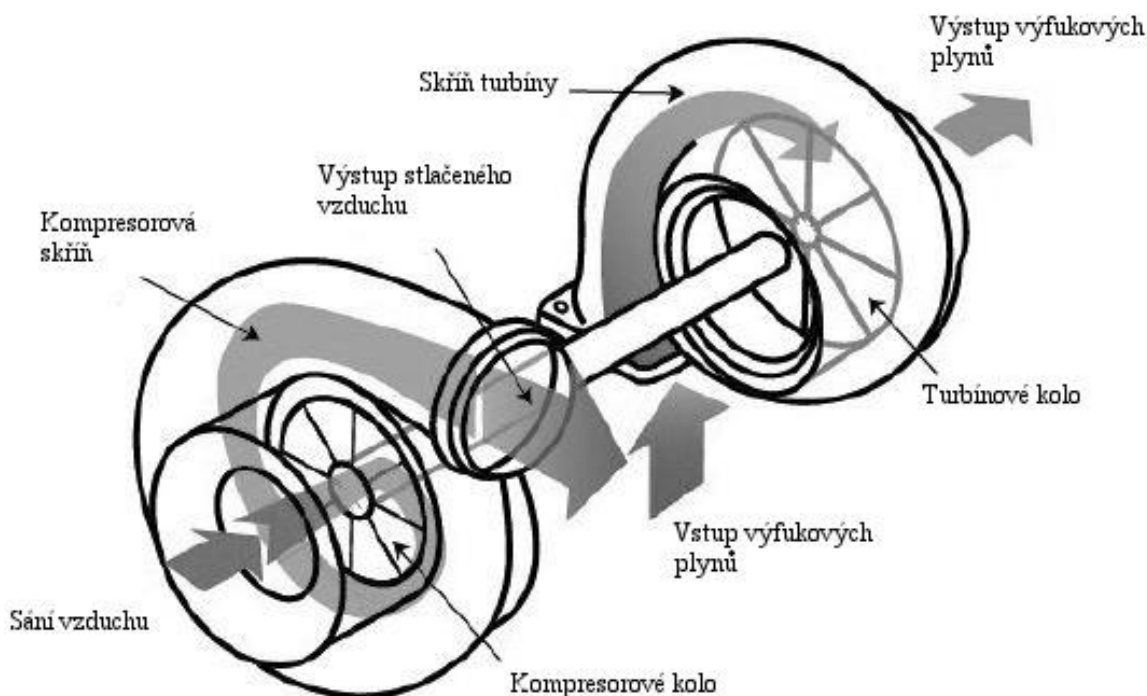
Cílem přeplňování je zvýšit hustotou pracovního média (vzduch, směs vzduchu s palivem), za pomoci vhodného systému, než vstoupí do spalovacího procesu. Kyslík potřebný ke spalovacímu procesu je využíván ze vzduchu přivedeného do válce. Dodávka většího množství vzduchu do spalovacího procesu umožňuje spálit více paliva. Maximální množství vzduchu ve válci popisují vztahy [1]:

$$V_{vz} = V_k + V_z, \quad (1.1)$$

$$m_{vz} = (V_k + V_z) \cdot \rho_{vz,val}, \quad (1.2)$$

kde V_z je objem vzduchu [m^3], V_k je kompresní objem [m^3], V_z je zdvihový objem [m^3], m_{vz} je hmotnost vzduchu [m^3] a $\rho_{vz,val}$ je hustota vzduchu ve válci [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$].

System pro zvýšení hustoty pracovního media je např. turbodmychadlo. Ke kompresi vzduchu se využívá kompresorové kolo, které je poháněno turbínou. K pohonu turbíny jsou využívány horké výfukové plyny ze spalovacího procesu motoru. Základní proces přeplňování turbodmychadlem je popsán na obr. 1. 1.



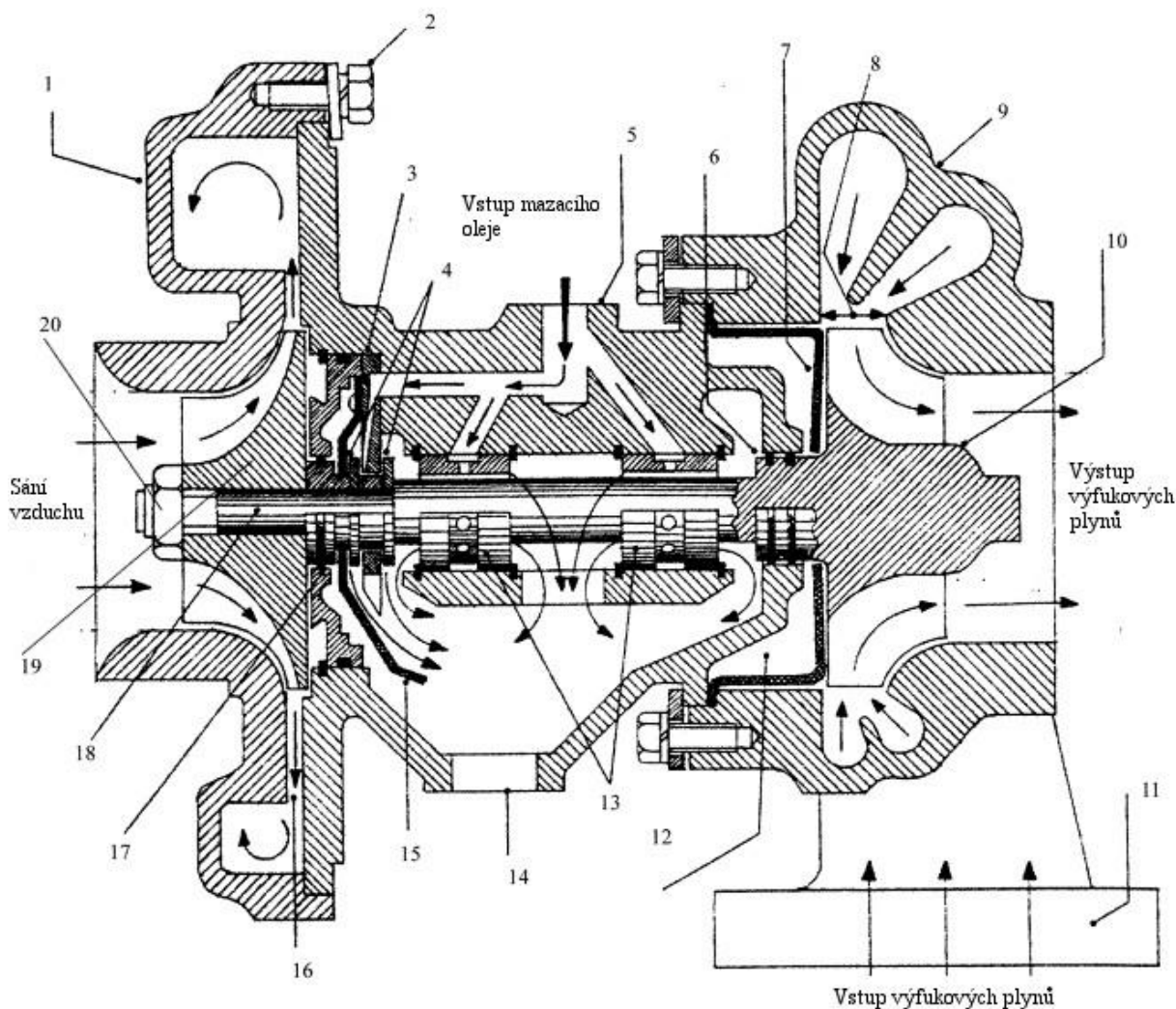
Obr. 1.1 Princip přeplňování turbodmychadlem [2]

Komerčně dostupná turbodmychadla se dělí do dvou základních skupin. Turbodmychadla primárně navržena pro motory osobních a nákladních vozů a turbodmychadla pro středně a nízko otáčkové motory, které se využívají v železniční dopravě, agregátech elektřiny a v industriálních a vojenských aplikacích.



1.2 TURBODMYCHADLA OSOBNÍCH A NÁKLADNÍCH VOZIDEL

Turbodmychadla se primárně používají u vznětových motorů, avšak v dnešní době je jejich použití u některých aplikacích zážehových motorů samozřejmostí. Principem konstrukce turbodmychadla je co nejjednodušší provedení, jelikož velkým faktorem při výrobě je cena. Konstrukci turbodmychadla můžeme rozdělit na tři základní části. Turbína a turbínová skříň, kompresorové kolo a skříň kompresoru a poslední částí je spojovací hřídel uložena ve dvou plně plovoucích kluzných ložiskách a ložisková skříň. Podrobnější popis je znázorněn na obr. 1. 2.



- | | |
|--|---|
| 1. Skříň kompresoru | 11. Příruba turbínové skříně |
| 2. Samosvorný šroub | 12. Izolační vzduchový prostor |
| 3. Axální kluzné ložisko | 13. Radiální kluzná ložiska |
| 4. Segmenty axiálního kluzného ložiska | 14. Výtok mazacího oleje |
| 5. Ložisková skříň | 15. Olejový deflektor |
| 6. Turbínové těsnící kroužky | 16. Paralelní difuzor |
| 7. Tepelný štít | 17. Těsnící kroužky kompresoru |
| 8. Hřídlo | 18. Hřídel |
| 9. Turbínová skříň | 19. Kompresorové kolo |
| 10. Turbínové kolo | 20. Samosvorná matice kompresorového kola |

Obr. 1.2 Popis turbodmychadla [3]



Kompresorové kolo je ve většině případů vyrobeno ze slitiny hliníku. Výfukové plyny mohou na vstupu do turbíny dosahovat teplot 600 – 900 °C. Tudíž se pro výrobu turbíny obvykle používají vysokoteplotní slitiny niklu, např. Inconel alloy 600 (UNS N06600/W.Nr. 2.4816) [1]. Pro skříň turbíny je použita litina s kuličkovým grafitem. Ve většině případů je turbína s hřídelí spojena určitým procesem svařování, jako je svařování inertním plynem, svařování svazkem elektronů a třecí svařování, které se používá nejčastěji. Pro uložení kompresoru na hřídel je voleno uložení s přesahem, nebo velice malé přechodné uložení. K axiálnímu zajištění je použita samosvorná matka. Tření vytvořené v uložení je dostačující pro přenos točivého momentu.

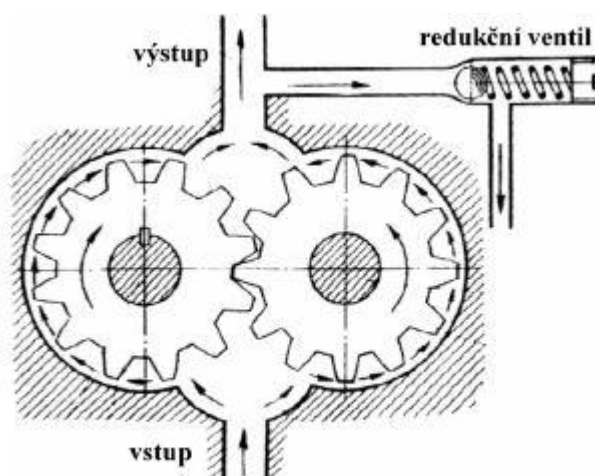


2 MAZACÍ SOUSTAVA

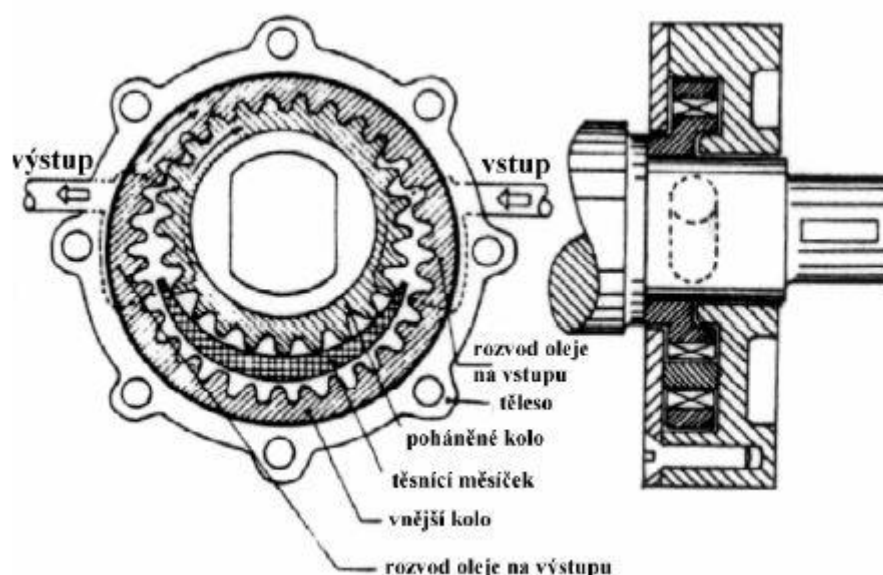
2.1 MAZACÍ SOUSTAVA MOTORU

Mazací soustava motoru (obr. 2.3) standardně využívá oběhové tlakové mazání. Olej je dopravován pomocí čerpadla přes systém kanálků a slouží k mazání a chlazení určených komponent motoru. Některé části motoru jsou chlazeny ostřikem. Mazací soustava zajišťuje zásobování všech kluzných uložení dostatečným množstvím oleje o příslušné teplotě, viskozitě a tlaku.

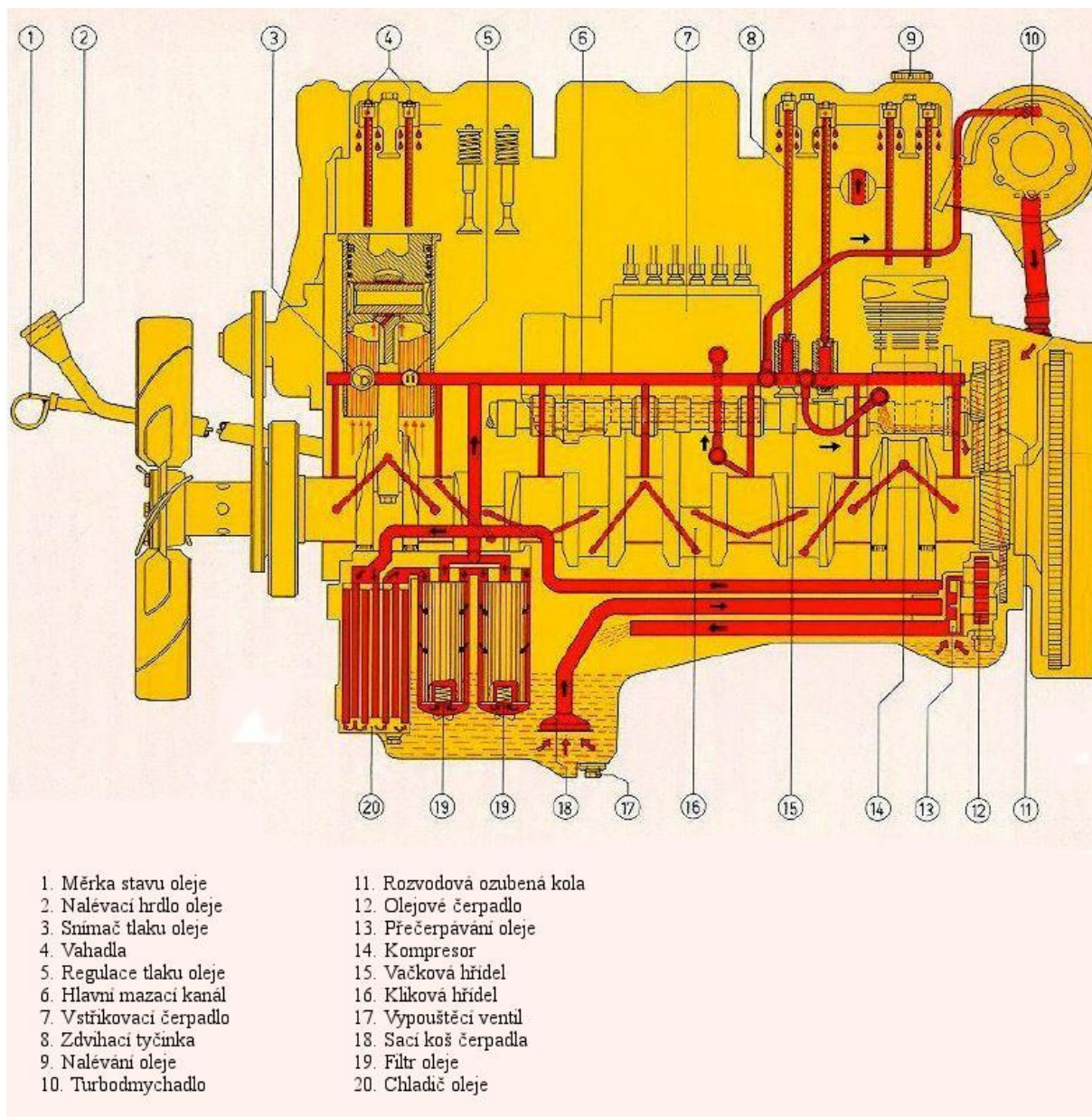
Zdrojem oběžného tlakového mazání je olejové čerpadlo. Ve spalovacích motorech se nejčastěji používají čerpadla zubová (obr. 2.1), nebo s vnitřním ozubením (obr. 2.2). V některých případech se používají čerpadla rotační (trochoidní). Generovaný tlak v mazací soustavě spalovacího motoru má hodnotu okolo 0,4 – 0,6 MPa.



Obr. 2.1 Zubové olejové čerpadlo [4]



Obr. 2.2 Olejové čerpadlo s vnitřním ozubením [4]

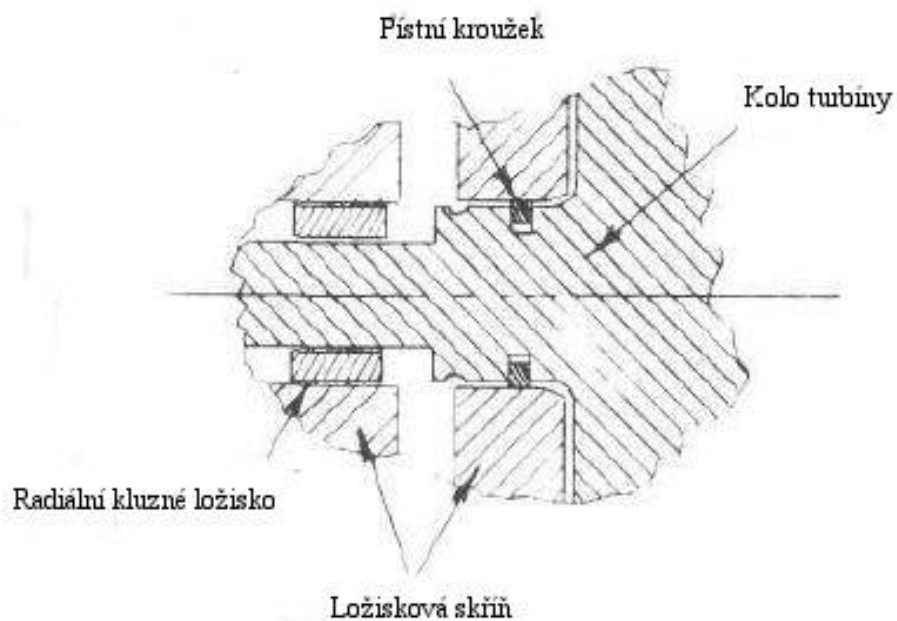


Obr. 2.3 Mazací soustava motoru [5]

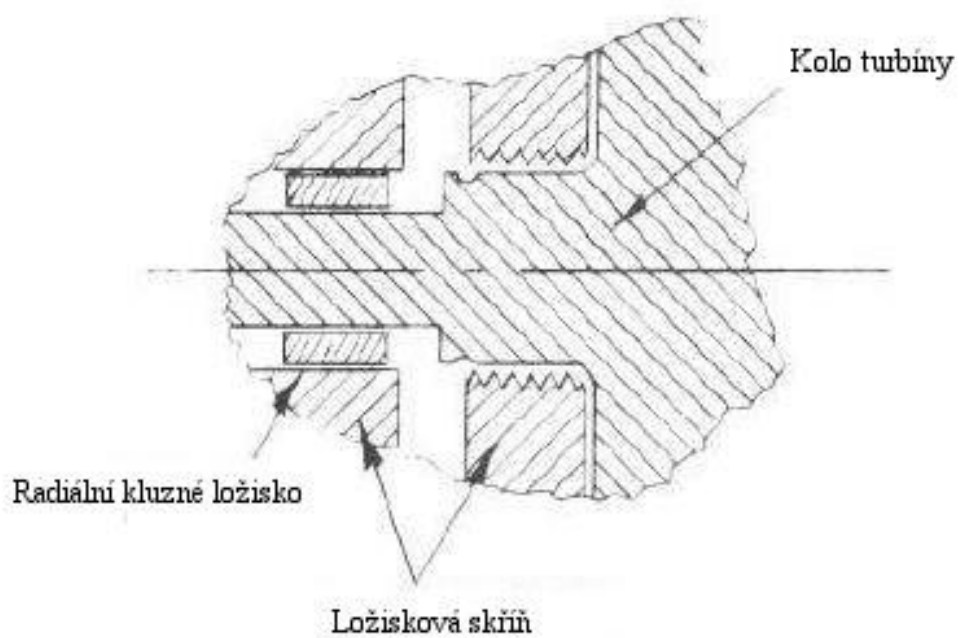
2.2 MAZACÍ SOUSTAVA TURBODMYCHADLA

Turbodmychadla jsou mazána motorovým olejem a jsou přímo integrována do olejové soustavy motoru. Mazací olej vstupuje do turbodmychadla s tlakem 0,3 – 0,5 MPa. Proudění oleje v turbodmychadle je schematicky znázorněno na obr. 1.2. Olej z mazací soustavy motoru vstupuje do mazacího kanálku turbodmychadla a dále je rozváděn k radiálním kluzným ložiskům a k axiálnímu kluznému ložisku. Olej pomocí gravitace odtéká středem ložiskové skříně a na výstupu má hodnotu tlaku rovnou tlaku atmosférickému.

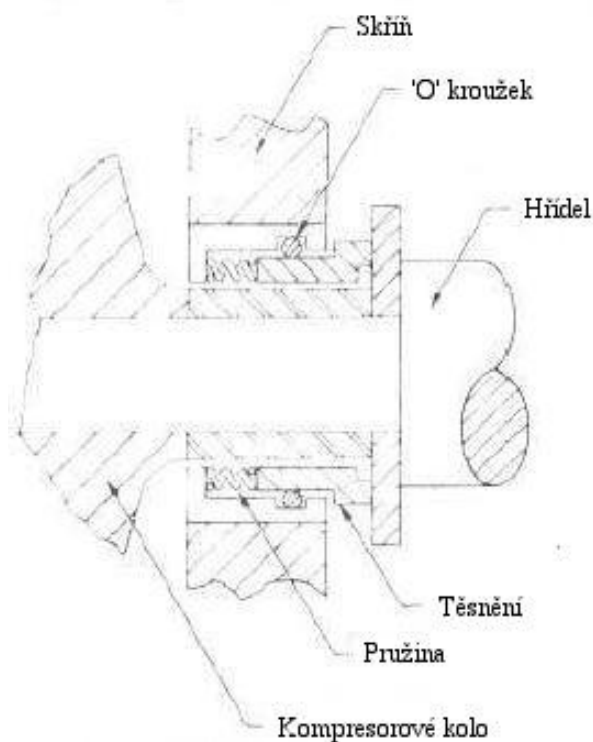
Systém těsnění turbodmychadla odděluje ložiskovou skříně od turbínové a kompresorové části. Zabraňuje vniknutí oleje do oblasti turbíny či kompresoru a redukuje tok plynů z obou oblastí do ložiskové skříně. Používají se různé metody těsnění např. pístním kroužkem, O kroužkem, nebo labyrintové těsnění.



Obr. 2.4 Těsnění - pístní kroužek [6]



Obr. 2.5 Labyrintové těsnění [6]



Obr. 2.6 Těsnění - 'O' Kroužek [6]

2.3 LOŽISKA, A DYNAMIKA HŘÍDELE TURBODMYCHADLA

Rotory sériově vyráběných turbodmychadel dosahují rychlosti až $200\,000\text{ min}^{-1}$. Předpokládaná doba provozu by měla být téměř 1 milion km [1]. Tyto požadavky splňuje použití systémů kluzných ložisek.

2.3.1 RADIÁLNÍ KLUZNÁ LOŽISKA

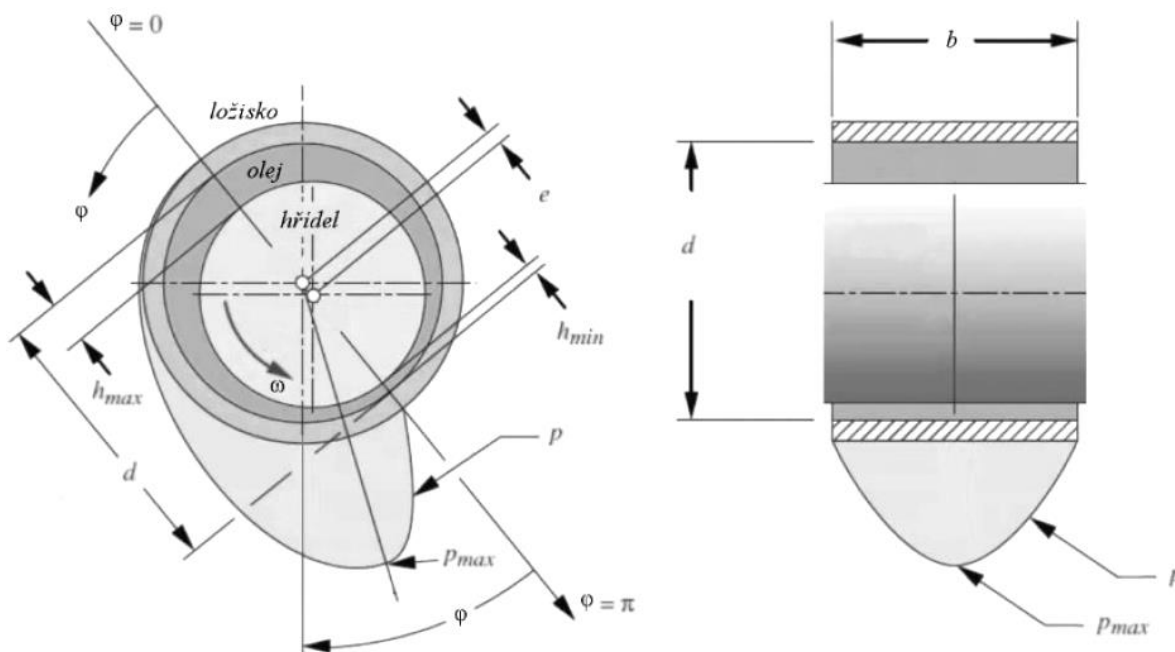
Radiální kluzná ložiska jsou umístěna v ložiskovém pouzdře mezi blokem kompresoru a blokem turbíny. Použitím kluzných ložisek hřídel rotuje bez opotřebení v olejovém filmu. Samotná kluzná ložiska také rotují v olejovém filmu tvořeném mezi ložiskem a ložiskovým pouzdrem. Rychlost rotace ložisek dosahuje maximálně poloviny rychlosti hřídele [1]. Dvojitý olejový film vykazuje lepší tlumící vlastnosti. Výsledkem je lepší dynamika hřídele. Se správnou volbou šířky mazací mezery mezi ložiskem a pouzdrem a mezi ložiskem a hřídelem lze optimalizovat hydrodynamickou nosnost ložiska a jeho tlumící chování. Šířka mazací mezery mezi ložiskem a hřídelí je dimenzována z hlediska zatížení. Mezera mezi ložiskem a pouzdrem je dimenzována z hlediska optimalizace tlumení. Se zvětšující se šířkou mazací vrstvy se zvyšuje tlumení a snižuje se únosnost. Ložiska jsou vyrobena z bronzových, nebo hliníkových slitin.



Obr. 2.7 Radiální kluzná ložiska [7]



Kluzná ložiska spadají mezi konformní povrchy. Zapadají do sebe s velkou geometrickou přesností a zatížení je přenášeno po relativně velké ploše. Zatížení bývají poměrně malá a nedochází k podstatnému zvětšování kontaktních ploch. Základní popis kluzných ložisek je na obr. 2.8.



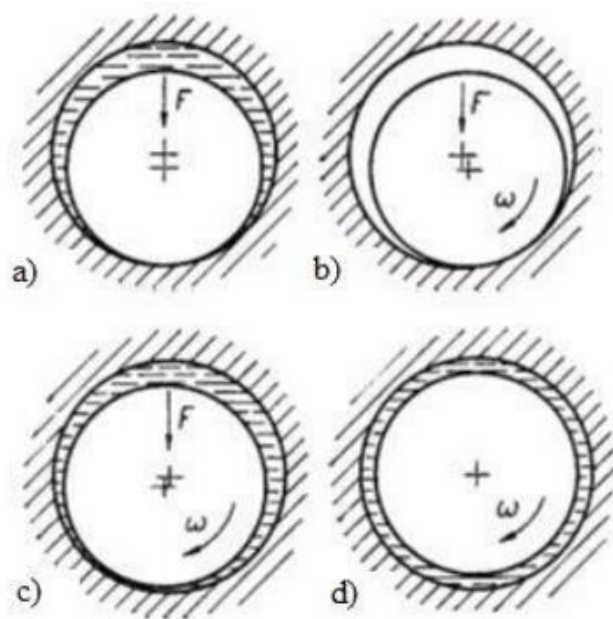
Obr. 2.8 Schéma kluzného ložiska

Kde φ je úhel po obvodu čepu [rad], e je excentricita [m], h je výška mazací vrstvy [m], d je průměr ložiska [m], b je šířka ložiska [m], ω je úhlová rychlost hřídele [$\text{rad}\cdot\text{s}^{-1}$], p je hydrodynamický tlak [Pa].

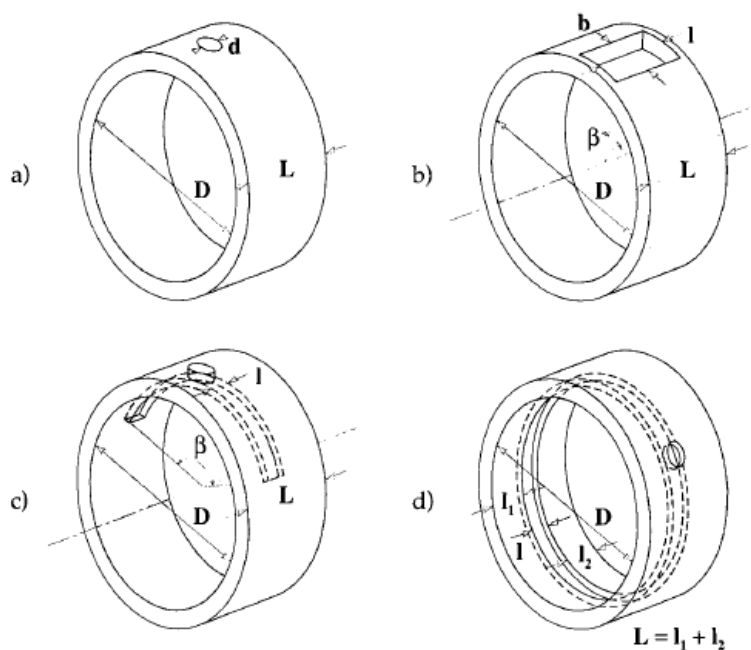
Obr. 2.9 charakterizuje vzájemnou polohu hřídele a kluzného ložiska v závislosti na úhlové rychlosti hřídele. Obr. 2.9a zobrazuje hřídel ve výstředné poloze vůči ložisku, která vytváří podél svislé osy dva klínové prostory symetricky zakřivené ($\omega = 0$). Pokud je klínový prostor vyplněn olejem a úhlová rychlost hřídele je malá, začne hřídel nabíhat na kluznou plochu proti směru otáčení (obr. 2.9b). Při dosažení dostatečné úhlové rychlosti vzniká účinkem rotace hřídele, viskozity oleje a klínového tvaru prostoru v mazací vrstvě hydrodynamický tlak, který odděluje kluzné plochy a hřídel se vychýlí ve směru rotace (obr. 2.9c). Při nekonečně velké úhlové rychlosti $\omega = \infty$ by hřídel zaujala soustřednou polohu v ložisku (obr. 2.9d).

PŘÍVOD MAZIVA

Ve většině případů jsou díry a drážky pro přívod oleje vyrobeny přímo v ložisku. Olej je přiváděn do otvoru a dále distribuován pomocí drážky po celé šířce ložiska. Mazivo je přiváděno do nezatížené části ložiska, avšak v některých případech jsou otvory a drážky umístěny v zatížené části. V tomto případě má geometrie těchto prvků vliv na únosnost ložiska. Drážky nesmí být příliš hluboké a nesmí mít ostré hrany. Typické drážky pro přívod oleje do kluzných ložisek jsou znázorněny na obr. 2.10.



Obr. 2.9 Poloha hřídele v ložisku [8]



Obr. 2.10 Typické drážky pro přívod oleje do kluzných ložisek: a) samostatná díra, b) drážka s malým úhlem, c) drážka s velkým úhlem, d) drážka po celém obvodu [9]

PORUCHY KLUZNÝCH LOŽISEK

K porušení kluzných ploch může dojít při tepelném, nebo mechanickém přetížení, vibracích a při poruše mazacího systému. Rozlišujeme několik druhů opotřebení

Adhezivní opotřebení vzniká při bezprostředním styku kovu s kovem. Mezi vrcholky nerovností obou povrchů dochází k tvorbě mikrosvarů a jejich následnému porušení. Tím dochází k vytrhávání částic materiálu z kluzného povrchu.



Při **abrazivním opotřebením** dochází k oddělování částic materiálu z povrchu tělesa účinkem abrazivních částic (tvrdé částice v oleji). Vzniká plastickou deformací nerovností měkčích povrchů, způsobenou tlakem tvrdých volných částic.

Důvodem vzniku **únavového opotřebením** je dynamické cyklické namáhání. Vznikají mikroskopické trhliny v povrchové vrstvě, kde napětí dosahuje největších hodnot.

Kavitační opotřebením vzniká tehdy, pokud mazací olej narazí na náhlou změnu průřezu v oblasti ložiskové vůle. Dojde k poklesu tlaku v mazací vrstvě a generuje se kavitační bublina naplněná parami. Mechanickým působením dochází k implozi kavitačních bublin. Implozi vznikají vysoké tlaky a teploty, které působí deformace povrchu. Toto opotřebením nejčastěji vzniká u ložisek pracujících při vysokých rychlostech.

Dále mohou vznikat další opotřebením např. koroze povrchů či zadření. Zadření je způsobeno vysokými teplotami, nedostatkem oleje a spojením kluzných povrchů.

2.3.2 AXIÁLNÍ KLUZNÁ LOŽISKA

Axiální ložiska nesou sílu v axiálním směru. V turbodmychadlech se používají plochá nebo kruhová. Plochá ložiska obvykle svírají úhel 270 °C. Kruhová ložiska jsou uzavřena po celém obvodu a zvládnou větší axiální zatížení. Axiální zatížení, které přenášejí axiální ložiska, přispívají k nárůstu teploty oleje, který musí být cirkulací řádně ochlazován.



Obr. 2.11 Axiální kluzná ložiska [10]

2.3.3 VYVAŽOVÁNÍ

Rotorové sestavy, které se nacházejí v turbodmychadle, dosahují velmi vysokých rychlostí a musejí být velice dobře vyváženy. Proto je turbína s hřídelí a kompresorovým kolem individuálně vyvažována. Po montáži turbodmychadla se provádí jejich konečné vyvážení.

2.3.4 DYNAMIKA

Rotační pohyb rotujících částí turbodmychadla je ovlivňován vlastní nevyvážeností, pulsujícím namáháním turbíny od výfukových plynů a mechanickými vibracemi motoru. Tímto mohou vznikat vibrace jednotlivých rotujících částí. V dnešní době se používají simulace a pečlivá měření s cílem vyhnout se nadměrným vibracím a posuvům rotujících částí v ložiskách. Kombinace vibrací, nízkého tlaku mazacího oleje a vysoké teploty oleje vede k nestabilitě a kontaktu pevných těles. Výsledkem je zvyšující se opotřebením ložisek.



3 FYZIKÁLNÍ VLASTNOSTI MAZACÍCH OLEJŮ

Funkcí mazacích olejů je zabránit, nebo snížit tření a opotřebení pevných kontaktních ploch. Základní požadavky mazacích olejů jsou určovány podle vlivu na tření a opotřebení v daném systému. Dalším důležitým parametrem je kvalita mazacích olejů, do které spadá i degradace mazacího oleje v průběhu provozu. Degradace vlastností v průběhu provozu může mít za následek poškození daného systému, nebo tvorbu koroze na kontaktních plochách.

Tato kapitola se zaměřuje na charakteristiky a závislosti mazacích olejů jako je viskozita, závislost viskozity na tlaku, vliv tlaku na hustotu oleje, závislost viskozity na teplotě a závislost smykového napětí na smykové rychlosti.

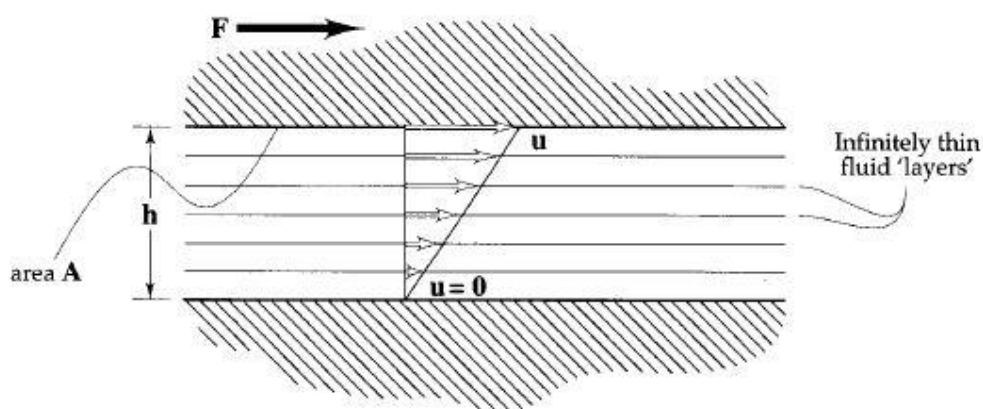
3.1 VISKOZITA

Nejvýznamnější parametr mazacích olejů je právě viskozita. Viskozita je závislá na mnoha dalších faktorech mazacích olejů. Mění se v závislosti na teplotě, smykové rychlosti a tlaku. Tloušťka generovaného mazacího filmu je přímo úměrná viskozitě. Neplatí však, čím větší viskozita a tloušťka mazacího filmu, tím lepší oddělení dvou kontaktních povrchů. S narůstající viskozitou se zvyšuje odpor ve stříhu. Vznikají mnohem větší ztráty výkonu a roste generované teplo. Viskozita je volena tak, aby použití mazacího oleje dosahovalo optimálního výkonu a požadované teploty. Znalost viskozity mazacího oleje je důležitá k návrhu a popisu chování mazání mechanického systému.

3.1.1 DYNAMICKÁ VISKOZITA

Dynamická viskozita η [Pa · s] popisuje míru odporu tečení.

Uvažujme dva ploché povrchy oddělené mazací vrstvou o tloušťce h . Plocha horní desky v kontaktu s mazacím filmem A a její rychlost u , je přímo úměrná velikosti síly F potřebné pro posunutí horní desky. Vrstvu mazacího filmu rozdělíme na několik nekonečně tenkých vrstev. Tento princip je znázorněn na obr. 3.1.



Obr. 3.1 Znázornění kapaliny oddělující dva povrchy[9]

Potřebnou sílu pro posuv horní desky popisuje vztah

$$F = \eta \cdot A \cdot \frac{u}{h} . \quad (3.1)$$

Vyjádřením viskozity dostaneme

$$\eta = \frac{F}{A} \cdot \frac{h}{u} , \quad (3.2)$$



nebo

$$\eta = \tau \cdot \frac{h}{u}, \quad (3.3)$$

kde η je dynamická viskozita [Pa·s], τ je smykové napětí působící na kapalinu [Pa] a $\frac{u}{h}$ je smyková rychlost, tj. rychlostní gradient ve směru normály na smykové napětí [s⁻¹].

3.1.2 KINEMATICKÁ VISKOZITA

Definice kinematické viskozity je podíl dynamické viskozity a hustoty tekutiny

$$\nu = \frac{\eta}{\rho}, \quad (3.4)$$

kde ν je kinematická viskozita [m²·s⁻¹], η je dynamická viskozita [Pa·s] a ρ je hustota tekutiny [kg·m⁻³].

3.2 ZÁVISLOST VISKOZITY NA TLAKU

Se zvyšujícím se tlakem viskozita mazacích olejů roste. V případě, kdy tlak výrazně přesahuje atmosférickou hodnotu, má mnohem větší vliv na viskozitu, než teplota nebo smykové napětí. Značný vliv této závislosti najdeme především u velice zatížených kontaktních ploch. Příkladem jsou valivá ložiska a ozubené převody. V místě kontaktu vzniká vysoký tlak, a mazací olej zde může spíše vykazovat charakteristiky pevného tělesa než tekutiny.

Závislost mezi viskozitou a tlakem nemá žádný přesný vztah, který by ji popisoval [9]. Existují rovnice, které se tuto závislost za určitých podmínek snaží popsat. Nejznámější je vztah dle Baruse. Tento vztah se používá u nízkých tlaků. Aplikací vztahu na vysoké tlaky dochází k významným chybám.

VZTAH DLE BARUSE

$$\eta_p = \eta_0 \cdot e^{\alpha p}, \quad (3.5)$$

kde η_p je dynamická viskozita při daném tlaku [Pa·s], η_0 je dynamická viskozita při atmosférickém tlaku [Pa·s], α je tlakově viskózní koeficient [Pa⁻¹] a p je tlak v kapalině [Pa].

Používá se při tlaku $p < 0,5$ GPa.

VZTAH DLE ROELANDSE

Tento vztah je vhodný pro výpočty. K získání viskozity kapaliny se používá podoba Brausovy rovnice s Roelandsovým tlakově viskózním koeficientem.

$$\eta_R = \eta_0 \cdot e^{\alpha^* p}, \quad (3.6)$$

kde η_R je dynamická viskozita při daném tlaku p a teplotě T [Pa·s], η_0 je dynamická viskozita při atmosférickém tlaku [Pa·s], α^* je Roelandsův tlakově viskózní koeficient [Pa⁻¹] a p je tlak v kapalině [Pa].

Roelandsův tlakově viskózní koeficient α^* se spočítá z následujícího vztahu [9]:

$$\alpha^* p = [\ln \eta_0 + 9,67] \cdot \left[\left(\frac{T}{T_0} \right)^{-S_0} \cdot (1 + 5,1 \cdot 10^{-9} \cdot p)^Z - 1 \right], \quad (3.7)$$

kde T_0 je okolní teplota [K], η_0 je dynamická viskozita při atmosférickém tlaku [Pa·s] a Z, S_0 jsou konstanty závislé na teplotě a tlaku specifického oleje. Výpočet konstant se provádí pomocí následujících vztahů [9]:



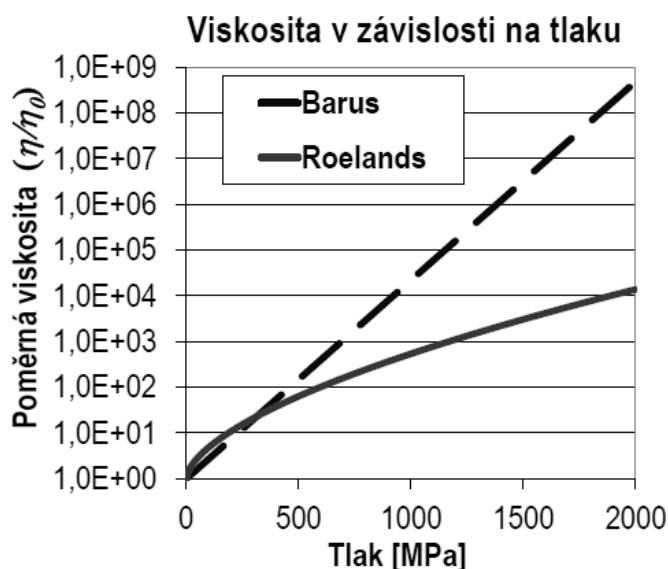
$$Z = \frac{\alpha}{5,1 \cdot 10^{-9} \cdot [\ln \eta_0 + 9,67]}, \quad (3.8)$$

$$S_0 = \frac{\beta(T_0 - 138)}{\ln \eta_0 + 9,67}, \quad (3.9)$$

kde α je tlakově viskózní koeficient [Pa^{-1}] a β se určí dle následujícího vztahu [9]:

$$\beta = [\ln \eta_0 + 9,67][1 + 5,1 \cdot 10^{-9} \cdot p]^Z \left[\frac{S_0}{T_0 - 138} \right]. \quad (3.10)$$

Vtah dle Roelandse je více komplexnější, jelikož zohledňuje současně vliv teploty a tlaku na viskozitu mazacího oleje.



Obr. 3.2 Vliv tlaku na viskozitu kapaliny [11]

3.3 ZÁVISLOST VISKOZITY NA TEPLOTĚ

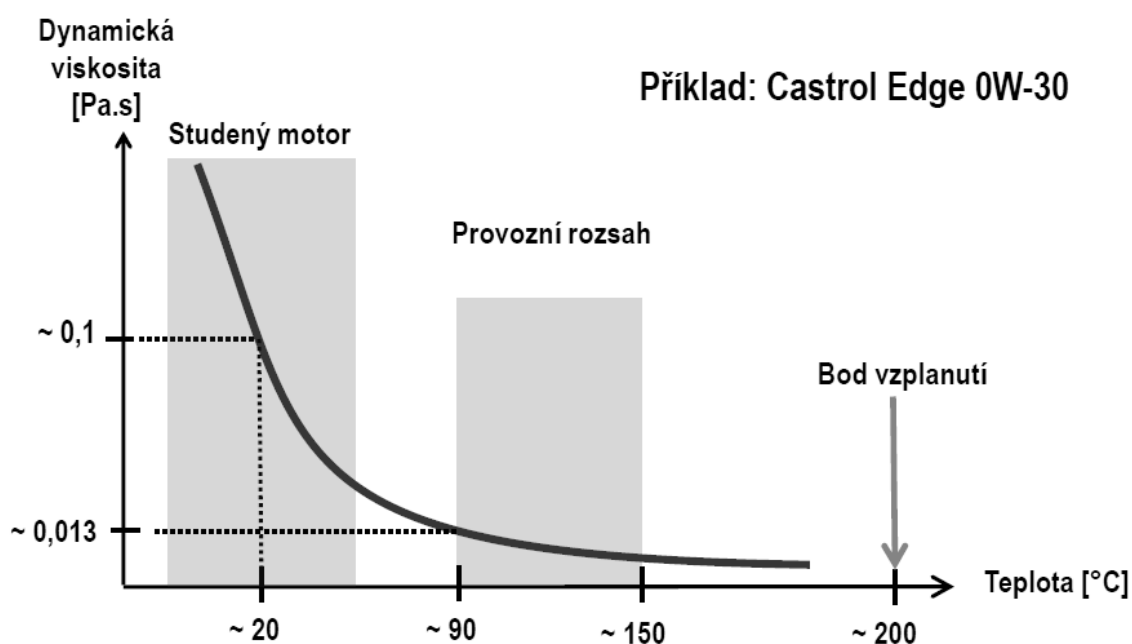
Teplota radikálně ovlivňuje viskozitu mazacího oleje. Proto je nutné znát tuto závislost, zvláště v případech kdy šířka mazacího filmu odděluje dva povrchy. Se zvyšující se teplotou viskozita klesá. V některých případech může dojít k poklesu viskozity i o 80% při zvýšení teploty o 25°C.

Výpočet této závislosti je možné použít několik vztahů. Některé vztahy byly zjištěny empiricky a některé odvozeny od teoretických modelů. Nejběžněji používané vztahy jsou popsány v tabulce 3.1.

Tabulka 3.1 Vztahy pro výpočet závislosti viskozity na teplotě

Vztah	Rovnice	Popis
Reynolds	$\eta = be^{-aT}$	Vztah využitelný pro malé rozpětí teplot
Slotte	$\eta = a / (b + T)^c$	Využití u numerických výpočtů
Walther	$\nu + a = bd^{1/T^c}$	Vztah na základě ASTM grafu (vliv viskozity na teplotě)
Vogel	$\eta = ae^{b/(T-c)}$	Využití u numerických výpočtů, nejvíce přesný

Kde a, b, c, d jsou konstanty, η je dynamická viskozita [$\text{Pa}\cdot\text{s}$], ν je kinematická viskozita [$\text{m}^2\cdot\text{s}^{-1}$] a T je absolutní teplota [K].



Obr. 3.3 Vliv teploty na viskozitu oleje Castrol Edge 0W-30 [11]

3.4 ZÁVISLOST SMYKOVÉHO NAPĚTÍ NA SMYKOVÉ RYCHLOSTI

Závislost smykového napětí na smykové rychlosti je velice důležitá závislost, která má vliv na změnu viskozity. Pro některé případy můžeme předpokládat, že kapalina je newtonovská. Poměr smykového napětí a smykové rychlosti (gradient rychlosti) je u newtonovských kapalin dynamická viskozita, která je konstantním látkovým parametrem. Předpoklad že kapalina je newtonovská můžeme použít pro minerální oleje v rozmezí smykové rychlosti do $10^5 - 10^6 \text{ s}^{-1}$ [9].

$$\tau = \eta \frac{\partial u}{\partial y}. \quad (3.11)$$

Avšak ve většině strojních aplikací se vyskytují větší smykové rychlosti. V tom případě už nemůžeme kapalinu považovat za newtonovskou, ale označíme ji za neneutronovskou.

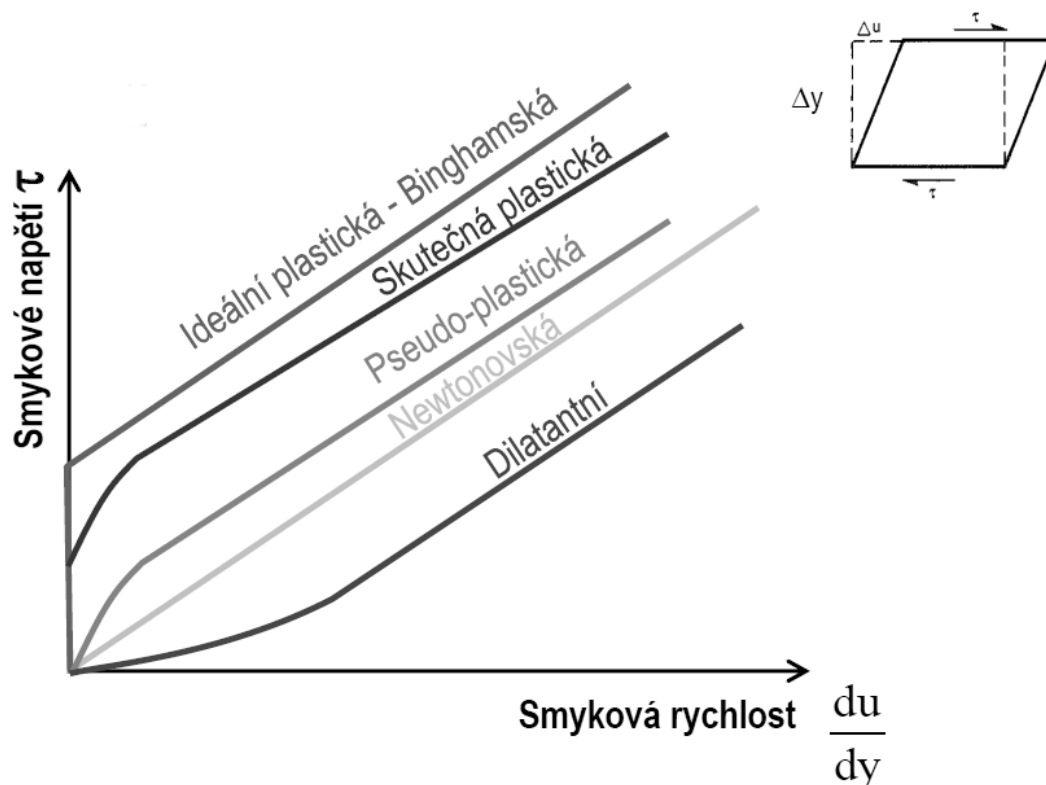
U neneutronovských kapalin už nemůžeme hovořit o dynamické viskozitě, jako o konstantním látkovém parametru. Je zde zavedena tzv. zdánlivá viskozita, která je veličinou proměnnou. Zdánlivá viskozita nemůže být použita pro fyzikální ohodnocení kapaliny, z důvodů její proměnné hodnoty. Kapalinu hodnotíme podle závislosti smykového napětí na smykové rychlosti tzv. Reologického modelu (obr. 3.4). Vzniklo několik rovnic, ve většině případů empirických, které závislost popisují.

$$\tau = f\left(\frac{\partial u}{\partial y}\right). \quad (3.12)$$



Tabulka 3.2 Základní dělení nenewtonovských kapalin

Základní dělení nenewtonovských kapalin			
Časově nezávislé	s nulovým počátečním napětím	pseudoplastické	viskozita klesá se vzrůstem rychlost- ního gradientu
		dilatantní	viskozita vzrůstá se vzrůstem rychlost- ního gradientu
	s nenulovým počáteč- ním napětím	mají charakter pevné látky pro malá smyková napětí, po pře- kročení určité počáteční hodnoty smykového napětí τ_0 se chovají jako kapalina	
Časově závislé	tixotropní	s dobou působení určitého rychlostního gradientu smykové napětí klesá	
	reopexní	s dobou působení určitého rychlostního gradientu smykové napětí vzrůstá	



Obr. 3.4 Reologické modely kapaliny [11]

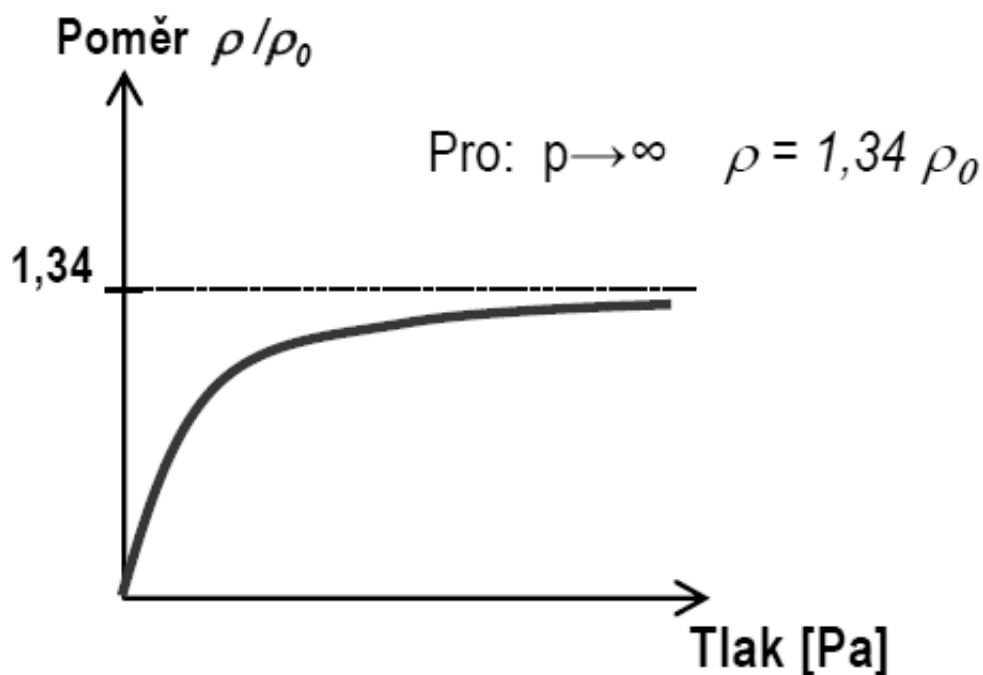


3.5 ZÁVISLOST TLAKU NA HUSTOTĚ OLEJE

Se vzrůstajícím tlakem roste hustota oleje. Růst hustoty oleje má limitní hodnotu a to při tlaku jdoucím k nekonečnu, kdy: $\rho = 1,34 \cdot \rho_0$. Závislost je popsána vztahem

$$\rho(p) = \rho_0 \frac{5,9 \cdot 10^8 + 1,34p}{5,9 \cdot 10^8 + p}, \quad (3.13)$$

kde ρ je hustota kapaliny [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$], ρ_0 je hustota kapaliny při atmosférickém tlaku [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$] a p je tlak v kapalině [Pa].



Obr. 3.5 Vliv tlaku na hustotu oleje [11]



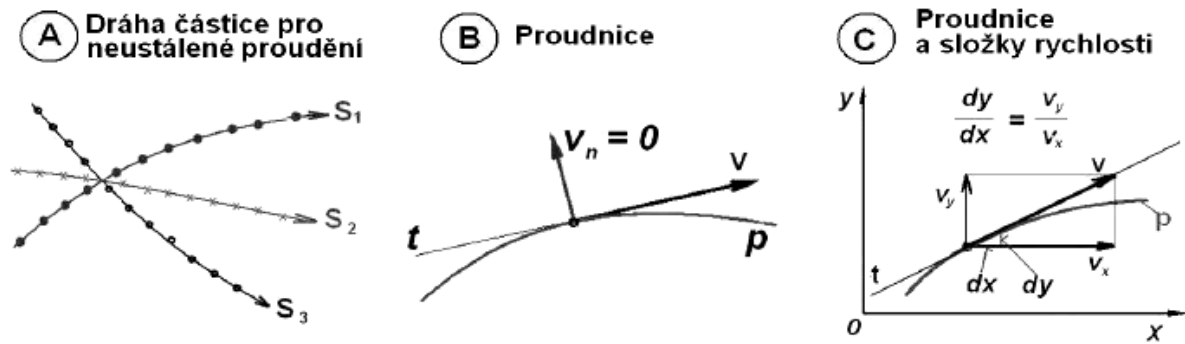
4 HYDRODYNAMIKA

Hydrodynamika se zabývá pohybem kapalin neboli prouděním. Matematickými metodami řeší teoretické proudění kapalin. U proudění se sleduje pohyb částice kapaliny jako hmotného bodu v prostoru, rovině či po křivce, nebo se vyšetřuje celý proud v určitém časovém okamžiku.

ZÁKLADNÍ POJMY PROUDĚNÍ

Prouděním považujeme pohyb tekutiny v jednom směru. Dráha pohybu částic tekutiny (obr. 4.1a) je obecně čarou. Při ustáleném proudění se dráhy částic nemění s časem. U neustáleného proudění mohou být dráhy v každém časovém okamžiku odlišné.

Proudnice (obr. 4.1b) je pomyslná čára, jejíž tečna v libovolném bodě udává směr vektoru rychlosti. Při ustáleném proudění se nemění rychlost s časem a proudnice mají stále stejný tvar, jsou souběžné, neprotínají se a jsou totožné s drahami částic. U neustáleného proudění vytvářejí proudnici různé částice. Proudnice pak nejsou totožné s drahami částic.

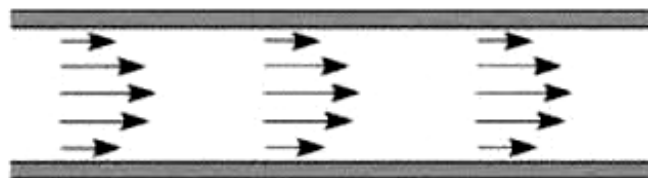


Obr. 4.1 a) dráha částice, b) proudnice, c) složky rychlosti [12]

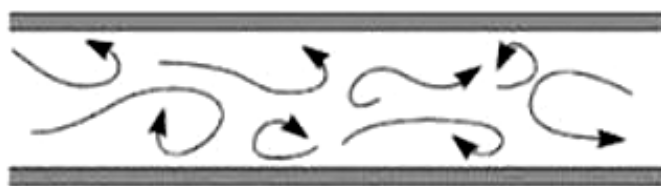
Proudění můžeme rozdělit podle fyzikálních vlastností na proudění ideální tekutiny, které se dále dělí na potenciální (nevířivé) a vířivé, nebo na proudění skutečné kapaliny kde vzniká proudění laminární nebo turbulentní.

4.1 PROUDĚNÍ SKUTEČNÝCH KAPALIN

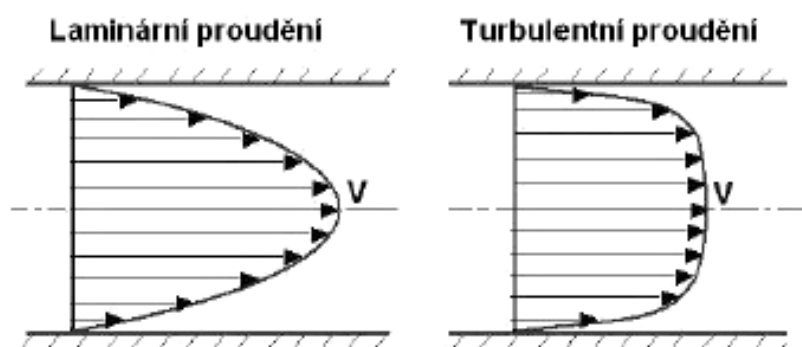
U skutečných kapalin rozlišujeme dva druhy proudění, a to laminární nebo turbulentní. U laminárního proudění dochází k pohybu částic kapaliny ve vrstvách, částice se nepromíchávají (obr. 4.2). Pokud nastane turbulentní proudění (obr. 4.3), částice kromě postupné rychlosti mají rychlost turbulentní (flukтуаční) a přecházejí z jedné vrstvy do druhé. Důsledkem je výměna kinetické energie mezi částicemi, čímž se vyrovnávají rychlosti po průřezu (obr. 4.4). Dále dochází ke změně hybnosti při přemístění částic, což se projevuje brzdícím účinkem. Tím je výsledný hydraulický odpor proti pohybu větší než odpor při laminárním proudění, který odpovídá smykovému napětí od vazkosti. U laminárního proudění má hydraulický odpor proti pohybu lineární závislost na rychlosti, u turbulentního proudění vykazuje závislost na druhé mocnině rychlosti (obr. 4.5).



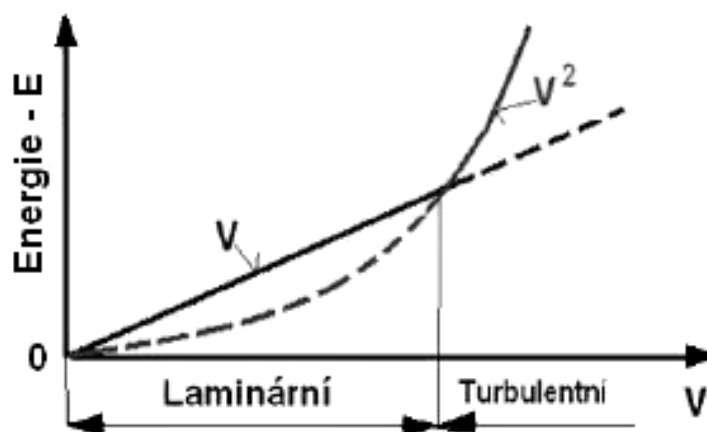
Obr. 4.2 Laminární proudění kapaliny $Re < Re_{kr}$



Obr. 4.3 Turbulentní proudění kapaliny $Re > Re_{kr}$



Obr. 4.4 Rychlostní profil laminárního a turbulentního proudění [12]



Obr. 4.5 Závislost hydraulického odporu na rychlosti [12]

K posouzení zda se jedná o laminární nebo turbulentní proudění slouží Reynoldsovo číslo. Pokud Reynoldsovo číslo nepřesáhne kritickou hodnotu $Re < Re_{kr}$, jedná se o proudění laminární. Pokud kritickou hodnotu přesáhne $Re > Re_{kr}$, nastává proudění turbulentní. V kruhovém potrubí je kritická hodnota Reynoldsova čísla $Re_{kr} = 2320$.

$$Re = \frac{v \cdot d}{\nu}, \quad (4.1)$$

kde Re je Reynoldsovo číslo [-], d je hydraulický průměr trubice [m], v je střední rychlost v daném průřezu [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$], ν je kinematická viskozita [$\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$].

Proudění tekutin vychází ze tří základních principů. Zákon zachování hmotnosti, hybnosti a energie. Tyto tři rovnice se označují jako zákony zachování. U skutečných tekutin zákon zachování hmotnosti popisuje rovnice kontinuity, zákon zachování hybnosti – Navier-Stokesova rovnice a zákon zachování energie – Bernoulliho rovnice pro skutečnou tekutinu.



4.1.1 ROVNICE KONTINUITY

Rovnice kontinuity popisuje obecný fyzikální zákon o zachování hmotnosti. Pro kontrolní objem, kterým proudí kapalina, se musí zachovávat hmotností tok.

$$Q_{m1} = Q_{m2} , \quad (4.2)$$

$$S_1 v_1 \rho_1 = S_2 v_2 \rho_2 , \quad (4.3)$$

kde Q je hmotnostní tok [$\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$], S je plocha průřezu [m^2], v je rychlost proudění kapaliny [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$] a ρ je hustota [$\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$].

Obecná rovnice pro neustálené prostorové proudění stlačitelné tekutiny ve vektorovém tvaru je

$$\frac{d\rho}{dt} + \text{div}\rho\mathbf{v} = 0 , \quad (4.4)$$

kde t je čas [s] a \mathbf{v} je vektor rychlosti proudění kapaliny [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$].

4.1.2 NAVIER-STOKESOVA ROVNICE

Navier-stokesova rovnice zahrnuje vliv setrvačných sil F_s [N], vnějších sil F_o [N], tlakových sil spojených s vlastním pohybem částic tekutiny F_p [N], a také vliv třecích sil způsobených viskozitou tekutiny F_t [N]. Rovnováha sil lze zapsat ve tvaru

$$F_s = F_o + F_p + F_t . \quad (4.5)$$

Zavedením elementárního objemu a stanovením rovnováhy sil na elementární objem lze zapsat Navier-stokesovu rovnici ve vektorovém tvaru.

$$\frac{\partial\mathbf{v}}{\partial t} + \mathbf{v} \cdot \text{grad}\mathbf{v} = \mathbf{a}_0 - \frac{1}{\rho} \text{grad}p + \nu\Delta\mathbf{v} , \quad (4.6)$$

kde $\frac{\partial\mathbf{v}}{\partial t}$ je lokální derivace nezávislá na přemístování tekutiny, $\mathbf{v} \cdot \text{grad}\mathbf{v}$ je konvektivní člen závislý na rychlosti přemístění částice tekutiny, $\nu\Delta\mathbf{v}$ je vazký člen představující třecí sílu v důsledku viskozity tekutiny a \mathbf{a}_0 je vnější zrychlení [$\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$]

4.1.3 BERNOULLIHO ROVNICE

Bernoulliho rovnice pro skutečnou tekutinu vychází z Navier-stokesovy rovnice, kdy předpokládáme ustálené proudění $\frac{\partial\mathbf{v}}{\partial t} = 0$ a působení pouze tíhového zrychlení, ve tvaru

$$\frac{p_1}{\rho} + \frac{v_1^2}{2} + gh_1 = \frac{p_2}{\rho} + \frac{v_2^2}{2} + gh_2 + Y_z , \quad (4.7)$$

kde p je tlak v kapalině [Pa], ρ je hustota kapaliny [$\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$], v je rychlost proudění kapaliny [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$], g je tíhové zrychlení [$\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$], h je poloha [m] a Y_z je měrná ztrátová energie [$\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}$].

Měrná ztrátová energie Y_z lze vyjádřit pomocí polohové, tlakové nebo kinematické energie

$$Y_z = g \cdot h_z = \frac{p_z}{\rho} = \xi \frac{v^2}{2} , \quad (4.8)$$

kde h_z je ztrátová výška [m], p_z je tlaková ztráta [Pa] a ξ je ztrátový součinitel [-].

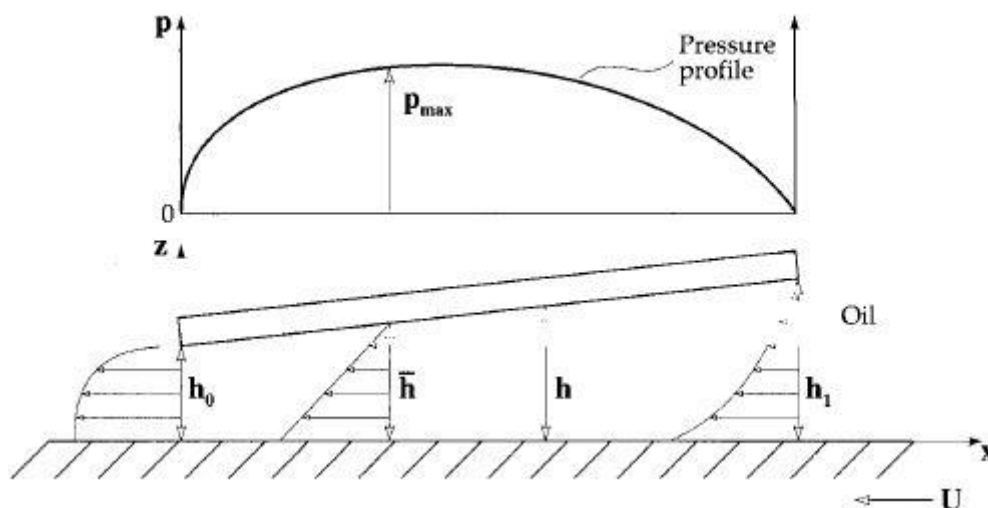


4.2 HYDRODYNAMICKÉ MAZÁNÍ

Při hydrodynamickém mazání jsou třecí povrchy odděleny tenkou vrstvou mazacího filmu a nedochází k jejich kontaktu. Tento typ mazání nevyžaduje přívod oleje pod tlakem, ale musí být zajištěna jeho dostatečná a nepřetržitá dodávka. Hydrodynamické mazání nastává v systému s ohledem na tvar a relativní pohyb kontaktních ploch. Tyto dva faktory vytvářejí olejový film, který pod tlakem oddělí dané povrchy.

- Dva povrchy se musí navzájem relativně pohybovat s dostatečnou rychlostí pro generování olejového filmu schopného přenášet zatížení.
- Povrchy musí být navzájem nakloněny pod určitým úhlem. Pokud jsou povrchy paralelní, tlakové pole, pro přenesení zatížení, nebude v olejovém filmu vznikat. [9]

Princip hydrodynamického generování tlaku mezi dvěma nerovnoběžnými povrchy je zobrazen na obr. 4.6.



Obr. 4.6 Princip hydrodynamického mazání [9]

Spodní povrch se pohybuje s určitou rychlostí a je pokryt olejovou vrstvou. Horní povrch je pod určitým úhlem nakloněn vůči spodnímu. Pohyb spodního povrchu vtahuje olej podél dvou sužujících se povrchů (ve tvaru klínu). Zvyšující se tlak na vstupu klínu omezuje vstupní tok. Na konci klínu dochází k poklesu tlaku, čímž se zvyšuje výstupní tok. Tuto technologii používají segmentová kluzná ložiska. Další možností je místo klínového profilu, kruhový profil kolem hřídele, který využívají radiální kluzná ložiska. Proces hydrodynamického mazání lze popsat matematicky pro získání přesných charakteristik ložisek.

4.2.1 REYNOLDSOVA ROVNICE

Reynoldsova rovnice je pohybová rovnice viskózní kapaliny. Popisuje utváření tlaku v mazací vrstvě.

ZJEDNODUŠENÍ PŘEDPOKLADŮ PRO ODVOZENÍ REYNOLDSOVY ROVNICE

Pro sestavení Reynoldsovy rovnice se musí provést některá zjednodušení předpokladů před matematickým odvozením. Všechna nezbytná zjednodušení předpokladů jsou popsána v tabulce 4.1.



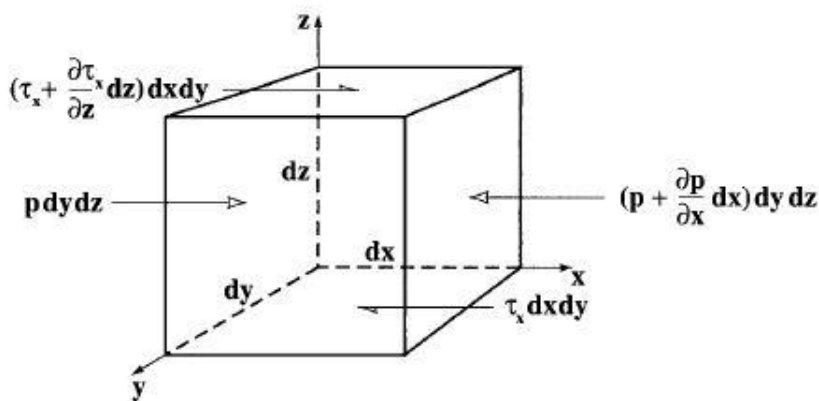
Tabulka 4.1 Základní předpoklady pro odvození Reynoldsovy rovnice [11]

	Předpoklad	Komentář
1	Objemové síly jsou zanedbány v porovnání s viskózními silami.	Platí vždy pokud nejsou přítomny vnější silové pole s výjimkou magnetohydrodynamických kapalin.
2	Proměnlivost tlaku po výšce kapaliného filmu je zanedbatelná.	Platí vždy v případě tenkých mazacích filmů v řádu setin mm.
3	Kapalina ulpívá na površích.	Platí vždy. Rychlost kapaliny na povrchu je shodná s rychlostí povrchu.
4	Kapalina je newtonovská.	Obvykle platí s výjimkou např. polymerních přísad.
5	Proudění je laminární.	Obvykle platí s výjimkou např. velkých ložisek.
6	Setrvačné síly jsou zanedbatelné v porovnání s viskózními silami.	Obvykle platí pro nízké rychlosti. Výjimkou mohou být ložiska turbodmychadel.
7	Hustota kapaliny je konstantní.	Obvykle platí pro kapaliny s malou tepelnou roztažností. Neplatí pro plyny.
8	Viskozita kapaliny je konstantní.	Zásadní podmínka pro odvození, avšak obecně neplatí. Viskozita je proměnná.

Nyní lze odvodit Reynoldsovu rovnici s uvažováním rovnováhy sil na element a rovnice kontinuity.

ODVOZENÍ REYNOLDSOVY ROVNICE (RE)

Uvažujme malý elementární objem hydrodynamického filmu (obr. 4.7). Pro zjednodušení předpokládejme, že síla působí na elementární objem pouze v ose x.



Obr. 4.7 Rovnováha sil na elementární objem [9]

Dle rovnováhy sil na element, síla působící zleva v ose x musí být stejná, jako síla působící zprava v ose x.

$$p \, dy \, dz + \left(\tau_x + \frac{\partial \tau_x}{\partial z} dz \right) dx \, dy = \tau_x \, dx \, dy + \left(p + \frac{\partial p}{\partial x} dx \right) dy \, dz . \quad (4.9)$$

Po úpravě

$$\frac{\partial \tau_x}{\partial z} dx \, dy \, dz = \frac{\partial p}{\partial x} dx \, dy \, dz . \quad (4.10)$$



Předpoklad že $dx dy dz \neq 0$ tj. nenulový objem. Rovnici podělíme a získáme

$$\frac{\partial \tau_x}{\partial z} = \frac{\partial p}{\partial x}. \quad (4.11)$$

Základní předpoklad č. 2. Proměnlivost tlaku po výšce mazacího filmu je zanedbatelná

$$\frac{\partial p}{\partial z} = 0. \quad (4.12)$$

Newtonův zákon

$$\tau_x = \eta \frac{\partial u}{\partial z}. \quad (4.13)$$

Rovnici (4.13) dosadíme do (4.11)

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial z} \left(\eta \frac{\partial u}{\partial z} \right). \quad (4.14)$$

Integrací rovnice (4.14) dostaneme

$$\frac{\partial p}{\partial x} z + C_1 = \eta \frac{\partial u}{\partial z}. \quad (4.15)$$

Další integrace rovnice (4.15)

$$\frac{\partial p}{\partial x} \frac{z^2}{2} + C_1 z + C_2 = \eta u. \quad (4.16)$$

Podle základního předpokladu 3 dostaneme okrajové podmínky

$$\begin{aligned} u &= U_1 & \text{pro } z &= h, \\ u &= U_2 & \text{pro } z &= 0. \end{aligned}$$

Dosazením okrajových podmínek do rovnice (4.16) vypočítáme konstanty C_1 a C_2 .

$$C_1 = (U_1 - U_2) \frac{\eta}{h} - \frac{\partial p}{\partial x} \frac{h}{2}, \quad (4.17)$$

$$C_2 = \eta U_2. \quad (4.18)$$

Konstanty dosadíme zpět do rovnice (4.16)

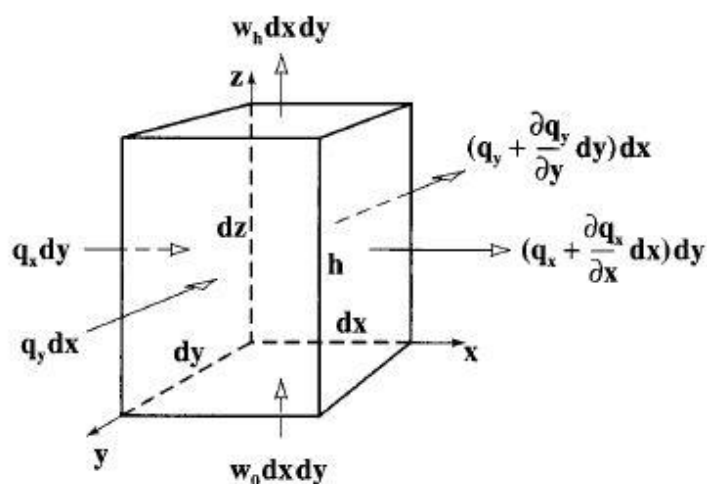
$$\frac{\partial p}{\partial x} \frac{z^2}{2} + (U_1 - U_2) \frac{\eta z}{h} - \frac{\partial p}{\partial x} \frac{hz}{2} + U_2. \quad (4.19)$$

Po úpravě dostaneme výsledný vztah pro rychlost u v ose x

$$u = \left(\frac{z^2 - zh}{2\eta} \right) \frac{\partial p}{\partial x} + (U_1 - U_2) \frac{z}{h} + U_2. \quad (4.20)$$

Výpočet rychlosti v v ose y probíhá analogicky

$$v = \left(\frac{z^2 - zh}{2\eta} \right) \frac{\partial p}{\partial y} + (V_1 - V_2) \frac{z}{h} + V_2. \quad (4.21)$$



Obr. 4.8 Princip rovnice kontinuity [9]

S předpokladem 7 je výsledný tvar rovnice kontinuity ve 2D a s konstantní hustotou mazacího oleje následující

$$\frac{\partial q_x}{\partial x} + \frac{\partial q_y}{\partial y} + (w_1 - w_2) = 0. \quad (4.22)$$

Integrací rychlosti přes výšku filmu dostaneme objemový tok v ose x a y pro 2D úlohu

$$q_x = \int_0^h u \, dz = -\frac{h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial x} + (U_1 + U_2) \frac{h}{2}, \quad (4.23)$$

$$q_y = \int_0^h v \, dz = -\frac{h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial y} + (V_1 + V_2) \frac{h}{2}. \quad (4.24)$$

Rovnice objemových toků (4.23) a (4.24) dosadíme do rovnice kontinuity (4.22). Definicí $V = V_1 + V_2$ a $U = U_1 + U_2$ a s předpokladem, že nedochází k lokální změně rychlosti povrchů ve směru x a y, tedy $U \neq f(x)$ a $V \neq f(y)$, dostaneme plný tvar RE zahrnující rychlosti ve dvou směrech (U, V) a $q = konst.$

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 6 \left(U \frac{\partial h}{\partial x} + V \frac{\partial h}{\partial y} \right) + 12 \frac{\partial h}{\partial t}. \quad (4.25)$$



5 VÝPOČTOVÉ MODELY PRO PROUDĚNÍ TEKUTINY V MAZACÍM KANÁLKU.

Byla stanovena geometrie vybraných typů kanálků, které se mohou vyskytovat v mazací soustavě turbodmychadla. Pomocí analytických a CFD metod se zaměřujeme na výstupní tlak a měrnou ztrátovou energii jednotlivých typů kanálků. Dále jsou výpočtové metody aplikovány na zadanou geometrii mazacích kanálků turbodmychadla. CFD metodou byl stanoven průtok kluznými ložisky turbodmychadla. Pro oba výpočtové modely byl zvolen předpoklad hydraulicky hladkého potrubí.

Mazacím médiem byl zvolen motorový olej SAE 0W-30. Který dle [13] při teplotě 90 °C má dynamickou viskozitu $\eta = 0.011734 \text{ Pa}\cdot\text{s}$ a hustotu $\rho = 805,3 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$. Mazací kanálky turbodmychadla zásobují dvě radiální a jedno axiální kluzné ložisko. Průměrná hodnota průtoku oleje radiálním kluzným ložiskem je $0,5 \text{ l}\cdot\text{min}^{-1}$. U axiálního kluzného ložiska je průměrná hodnota průtoku $2 \text{ l}\cdot\text{min}^{-1}$. Z toho plyne hodnota průtoku mazacími kanálky $3 \text{ l}\cdot\text{min}^{-1}$. Vstupní hodnota tlaku do mazací soustavy je 5 barů.

5.1 ANALYTICKÝ VÝPOČTOVÝ MODEL

Pro analytický výpočtový model se využívá rovnice kontinuity (4.2) a Bernoulliho rovnice (4.7), které jsou popsány v kapitole 4. Bernoulliho rovnici je možné zapsat pro dva průřezy proudové trubice, s předpokladem rovnoměrně rozložené rychlosti po průřezu. Pro určení parametrů proudění pomocí Bernoulliho rovnice musí být počet neznámých stejný, jako počet rovnic. Potenciální energie proudu gh se zanedbává. Nelze určit polohu kanálků ke směru gravitačního zrychlení. V důsledku malých polohových výšek, potenciální energie proudu ve výsledku dosahuje malých hodnot a může být zanedbána. S tímto předpokladem Bernoulliho rovnice obsahuje čtyři veličiny: p_1, v_1, p_2, v_2 . Hustota kapaliny ρ je známá konstantní veličina. Bernoulliho rovnice má tvar:

$$\frac{p_1}{\rho} + \frac{v_1^2}{2} = \frac{p_2}{\rho} + \frac{v_2^2}{2} + Y_z, \quad (5.1)$$

kde p je tlak v kapalině [Pa], ρ je hustota kapaliny [$\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$], v je rychlost proudění kapaliny [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$], a Y_z je měrná ztrátová energie [$\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}$].

Rychlost proudění kapaliny se zjistí použitím rovnice kontinuity ve tvaru:

$$Q_v = S \cdot v, \quad (5.2)$$

kde Q_v je objemový průtok [$\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1}$], S je průřez kanálku [m^2] a v je rychlost proudění kapaliny [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$].

Při proudění v důsledku viskozity u skutečných kapalin vznikají hydraulické odpory. Jsou to síly, které působí proti pohybu částic kapaliny. Tečná napětí od viskozity způsobují rozptyl energie, čímž se snižuje mechanická energie proudící kapaliny. Rozptýlená energie, běžně nazývaná ztrátová energie se mění na teplo a je popsána rovnicí (4.8). Rozlišují se ztráty délkové a místní. Délkové ztráty závisí na délce potrubí a místní ztráty vznikají v místech se změnou směru či rychlosti proudění.

Délkové ztráty

Délkové ztráty v kruhovém kanálku se dělí na ztráty při laminárním proudění a na ztráty při turbulentním proudění. Pro určení, zda se jedná o laminární či turbulentní proudění vycházíme



z Reynoldsova čísla, které nám popisuje rovnice (4.1). Reynoldsovo číslo u všech typů kanálků nepřesahuje kritickou hodnotu $Re_{kr} = 2320$. Proudění je klasifikováno jako laminární.

Tlakovou ztrátu při laminárním proudění, kdy $Re < 2320$ určíme z rovnice [12]:

$$p_z = \frac{64 L v^2}{Re d} \rho, \quad (5.3)$$

kde p_z je tlaková ztráta [Pa], Re je Reynoldsovo číslo [-], L je délka kanálku [m], d je průměr kanálku [m], v je rychlost proudění kapaliny [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$] a ρ je hustota kapaliny [$\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$].

Místní ztráty

Ke změně směru či rychlosti proudu dochází v úsecích, kde se vyskytuje např. kolmé napojení kanálků, zúžení apod. V těchto úsecích se vyskytuje víření, nebo odtržení proudu kapaliny a dochází k rozptylu energie. Velikost místních ztrát závisí na ztrátovém součiniteli ξ . Teoretické stanovení ztrátového součinitele je nedostupné, kromě jednoduchých případů. Ve většině případů se ztrátový součinitel určuje experimentálně, a jeho hodnota platí pouze za stejných podmínek, při kterých byl změřen.

V případě vybraných typů kanálků a kanálku turbodmychadla byly jednotlivé místní ztráty vyjádřeny pomocí CFD modelu. Byly zjištěny průměrné hodnoty tlaků před a za úsekem místních ztrát, podle kterých byla dopočítána místní měrná ztrátová energie Y_{zm} .

5.2 CFD VÝPOČTOVÝ MODEL

Počítačová dynamika tekutin neboli CFD (Computational Fluid Dynamics) je metoda zabývající se prouděním tekutin, přenosem tepla a hmoty, průběhem chemických reakcí a dalšími jevy v definovaném prostředí, které jsou řešeny pomocí matematických rovnic numerickým procesem. Numerické řešení spočívá v diskretizaci spojitého prostředí diskretním modelem a hledá konečný počet neznámých parametrů, které aproximují hledané funkce. Takto diskretizovaný problém je pomocí algebraických prostředků řešen v konečném počtu kroků.

Pro použití CFD modelu je nejprve potřeba vytvořit geometrický model zkoumaného systému (CAD). Dále je nutné tento model diskretizovat, což spočívá v nahrazení objemu modelu konečným počtem prvků, neboli tvorba výpočetní sítě. Na diskretizovaný model se aplikují vhodné počáteční a okrajové podmínky a matematickými postupy jsou získány hledané údaje probíhající dějů v celé zkoumané oblasti.

Pro tvorbu CFD výpočtového modelu proudění tekutiny v mazací soustavě turbodmychadla a v kluzných ložiscích byl použit program ANSYS CFX.

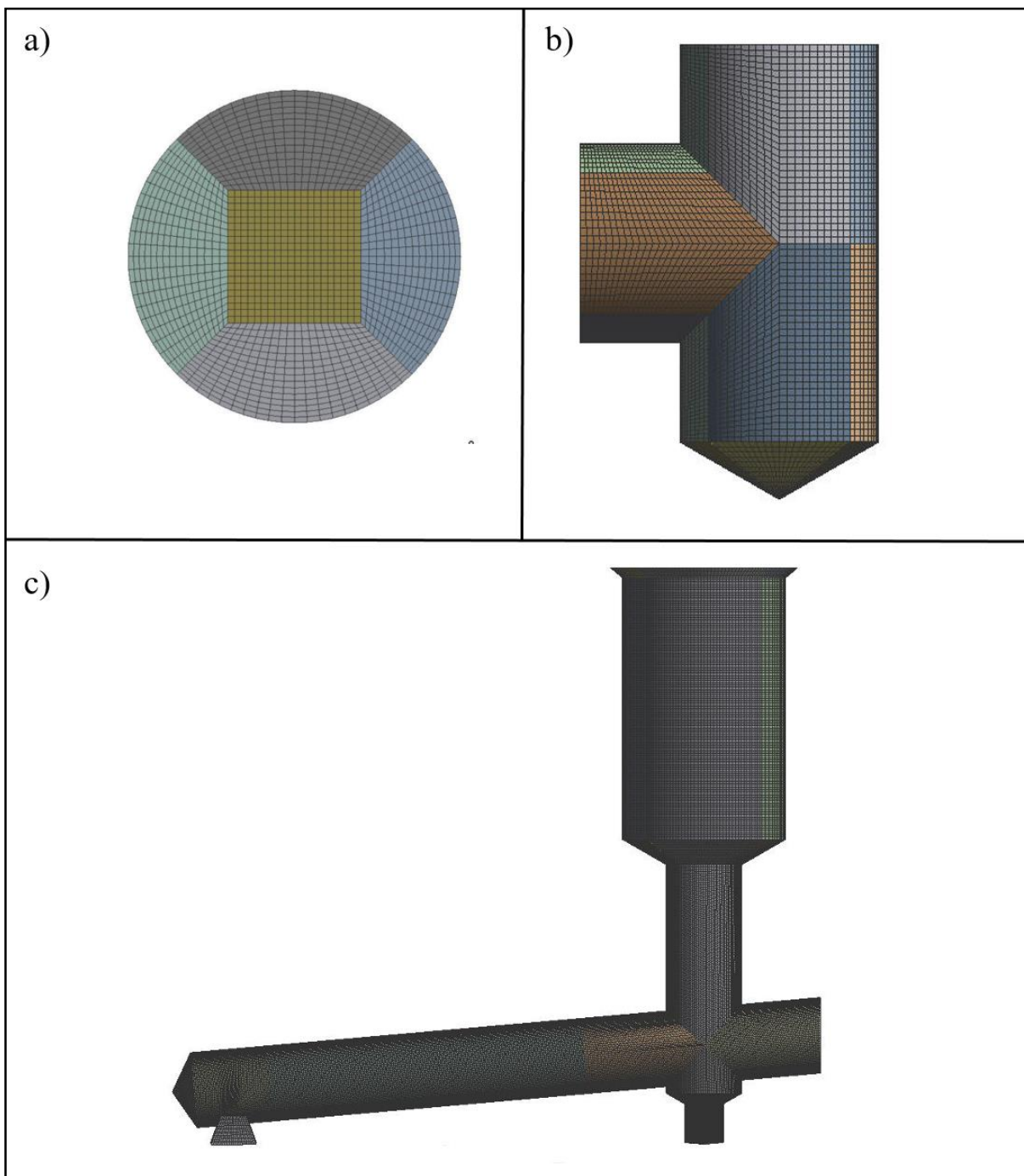
5.2.1 VÝPOČETNÍ SÍŤ

Pro výpočet toku CFD metodou má kvalita a typ sítě významný vliv na konvergenci a přesnost řešení, ale také na časovou náročnost výpočtu. Tyto aspekty je nutné zohlednit při tvorbě sítě daného problému a vyvážit je tak, aby bylo dosaženo požadované přesnosti řešení a přijatelného výpočetního času. Při tvorbě sítě je použita strukturovaná metoda s buňkami typu čtyřúhelník a šestistěn. Kvalita výpočetní sítě se posuzuje podle parametru nesouměrnosti (skewness) a podle poměru hran nebo ploch buněk (aspect ratio). Pro čtyřúhelníky a šestistěny je maximální hodnota nesouměrnosti 0,85. Pokud je nesouměrnost vyšší, kvalita sítě je nedostačující, což má za následek pomalou konvergenci a nepřesné výsledky. Poměr hran posuzuje poměr nejdelší hrany k nejkratší hraně dané buňky. Ideální hodnota poměru hran je 1. Proto je doporučeno při výpočtu toku, aby se poměr hran blížil co nejblíže hodnotě 1.

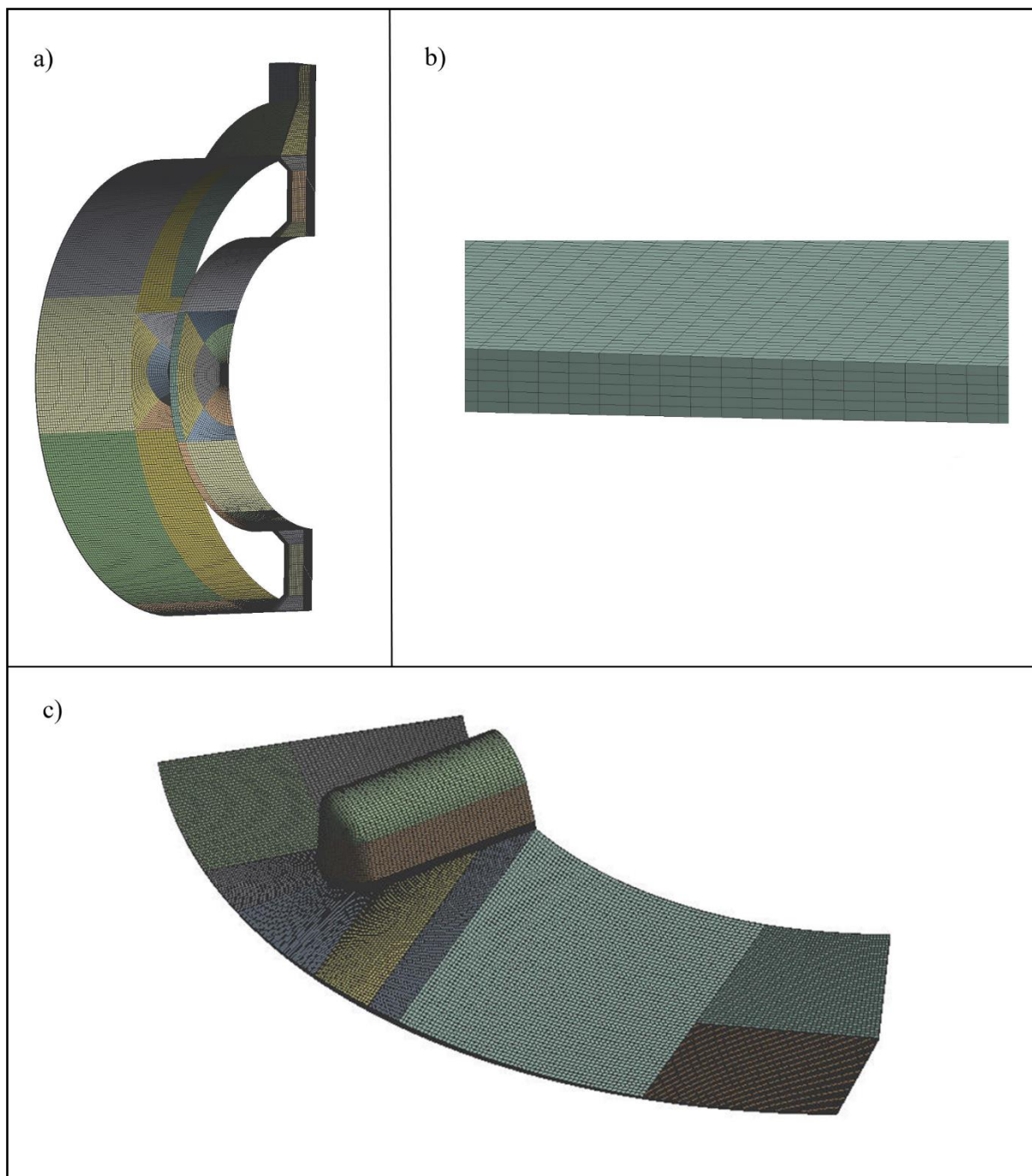


Ukázka sítě kanálků je na obr. 5.1. Kanálky jsou rozděleny na jednotlivé bloky a pomocí síťování hran je dosaženo konformní sítě, která se skládá ze čtyřúhelníkových a šestistěnných prvků. Na stěnách kanálků je síť zjemněna s růstovým faktorem 1,5 v důsledku mezní vrstvy kapaliny.

K tvorbě výpočetní sítě kluzných ložisek, se také využívá výše uvedený princip. Síť mazacího filmu kluzného ložiska má 6 prvků po tloušťce. Tento počet prvků je pro výpočet toku kluzným ložiskem vyhovující. Výpočtová síť kluzných ložisek je zobrazena na obr. 5.2.



Obr. 5.1 Síť kanálků: a) průřez kanálkem, b) kolmé napojení kanálku, c) síť mazací soustavy turbodmychadla

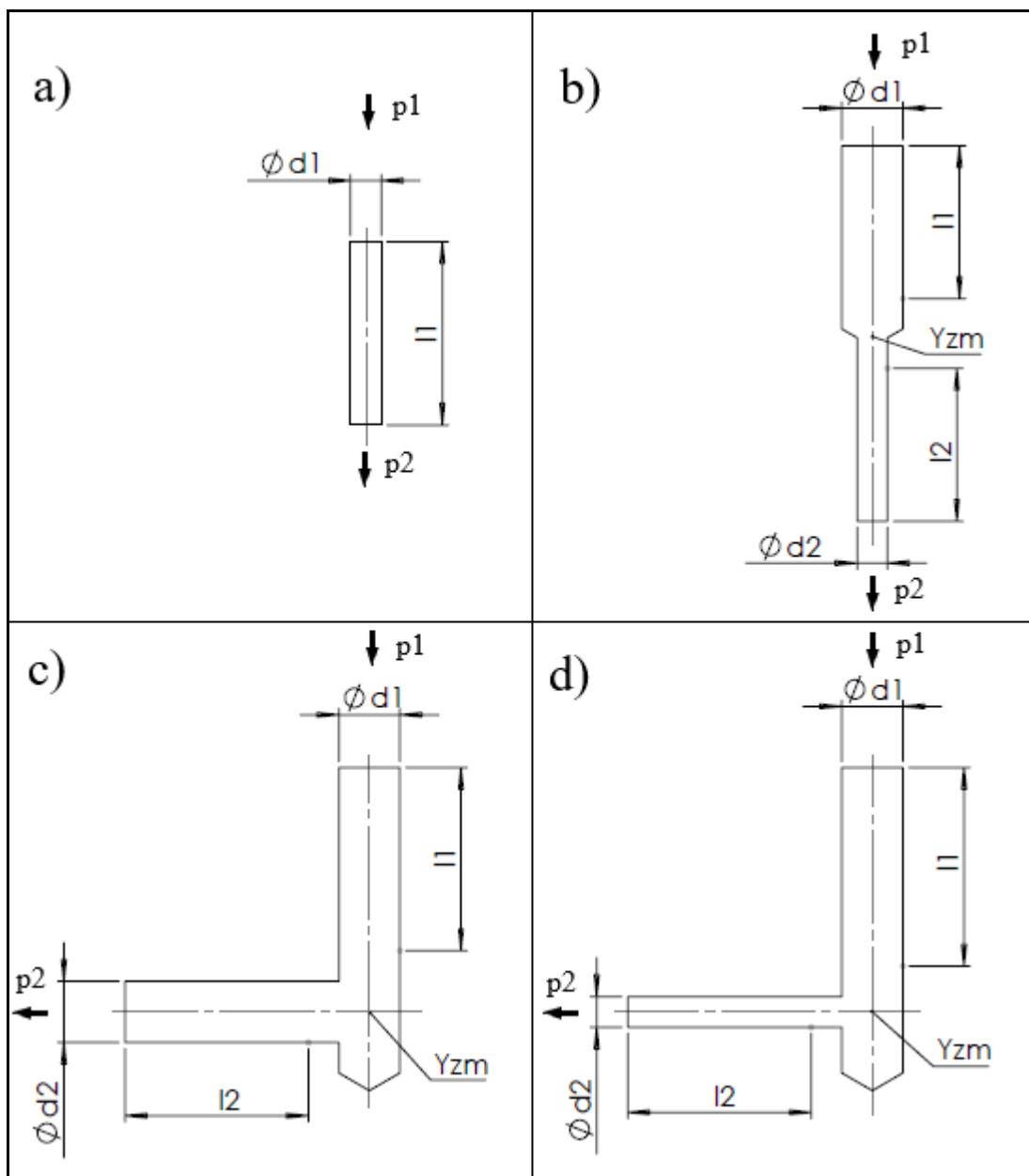


Obr. 5.2 Síť kluzných ložisek: a) část radiální kluzné ložisko, b) mazací vrstva axiálního ložiska, c) část axiálního kluzného ložiska



5.3 VYBRANÉ TYPY KANÁLKŮ

Mezi vybrané typy kanálků (obr. 5.3) patří rovný kanál, zúžení, kolmé napojení a kolmé napojení se zúžením. Tyto kanálky slouží k popisu problematiky proudění tekutin, jejich rozměry jsou zvoleny podle běžných průměrů a délek, které se nachází v mazací soustavě turbodmychačů. Rozměry kanálků jsou popsány v tabulce 5.1. Známé vstupní veličiny do výpočtových modelů, jsou pro všechny typy kanálků stejné a jsou následující: vstupní tlak $p_1 = 5$ bar, objemový průtok kanálkem $Q_v = 3 \text{ l}\cdot\text{min}^{-1}$, hustota kapaliny $\rho = 805,3 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$ a dynamická viskozita kapaliny $\eta = 0,011734 \text{ Pa}\cdot\text{s}$.



Obr. 5.3 Schéma vybraných typů kanálků: a) rovný kanál, b) zúžení, c) kolmé napojení, d) kolmé napojení se zúžením



Tabulka 5.1 Rozměry vybraných typů kanálků

	l_1 [mm]	d_1 [mm]	l_2 [mm]	d_2 [mm]
Rovný kanál	30	5	-	-
Zúžení	25	10	25	5
Kolmé napojení	30	10	30	10
Kolmé napojení se zúžením	30	10	30	5

5.3.1 ANALYTICKÝ VÝPOČET

Na jednotlivé kanálky byl aplikován analytický model, popsáný v kapitole 5.1, který byl naprogramován v prostředí Matlab. Jednotlivé programy kanálků viz příloha.

Výsledky analytického výpočtu jsou prezentovány tabulkou 5.2, kde Yz_{l_1} je měrná ztrátová energie délkových ztrát na úseku l_1 [$J \cdot kg^{-1}$], Yz_{l_2} je měrná ztrátová energie délkových ztrát na úseku l_2 [$J \cdot kg^{-1}$], Yz_m je měrná ztrátová energie místní ztráty [$J \cdot kg^{-1}$] a p_2 je výstupní tlak z kanálku [Pa].

Tabulka 5.2 Výsledky analytických výpočtů a numericky stanovené měrné ztrátové energie místních odporů

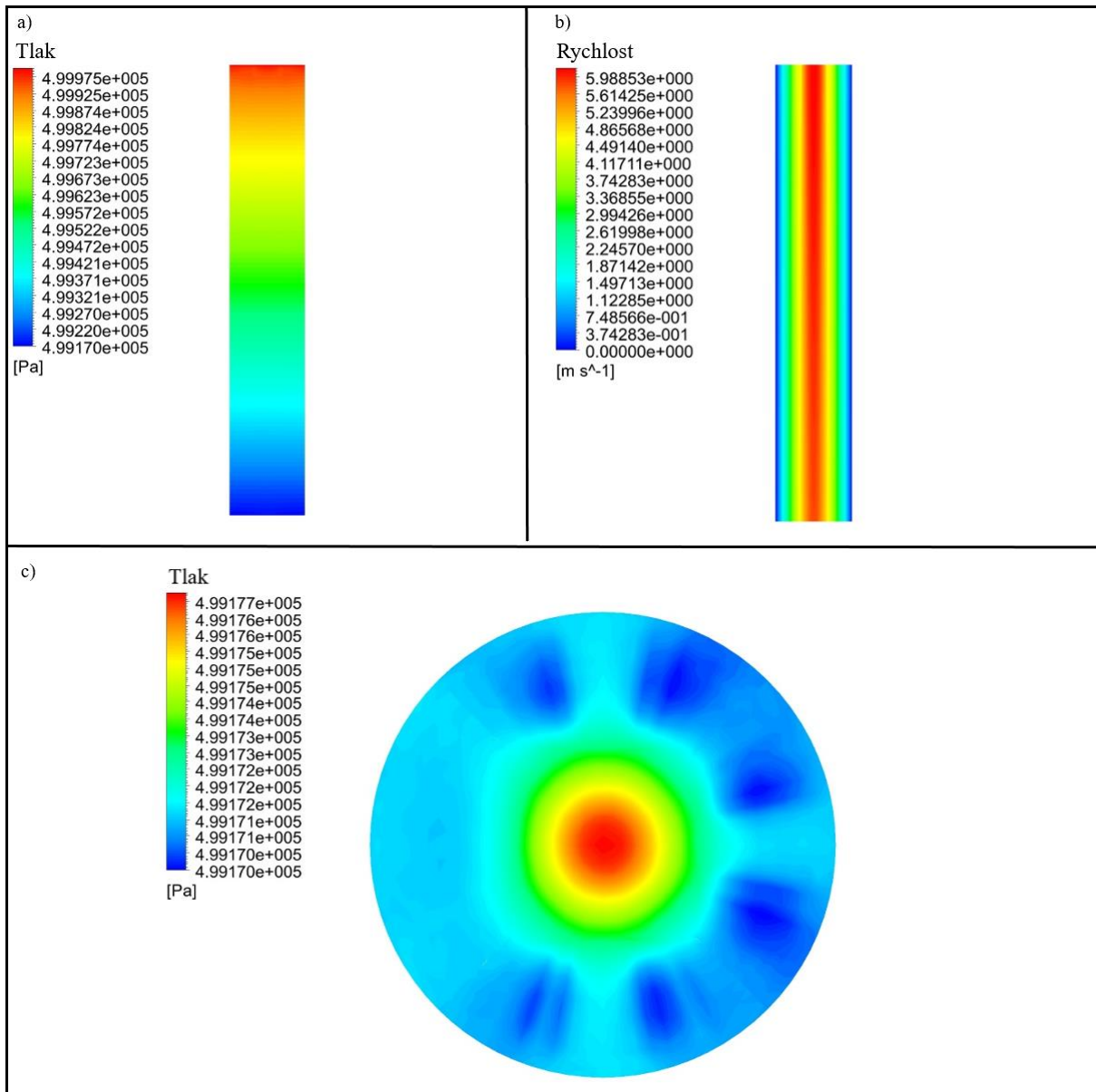
	Yz_{l_1} [$J \cdot kg^{-1}$]	Yz_{l_2} [$J \cdot kg^{-1}$]	Yz_m [$J \cdot kg^{-1}$]	p_2 [Pa]
Rovný kanál	1,4248	-	-	498853
Zúžení	0,0742	1,1873	1,9281	494983
Kolmé napojení	0,0891	0,0891	0,2459	499659
Kolmé napojení se zúžením	0,0891	1,4248	1,7447	494928

5.3.2 CFD VÝPOČET

Do prostředí ANSYS CFX byla importována vytvořená výpočetní síť jednotlivých kanálků. Stanovily se počáteční podmínky. Pro vstup do kanálku se nastavila počáteční podmínka statického tlaku o velikosti 5 barů. Pro výstup je počáteční podmínka hmotnostní průtok o velikosti $0,0403 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$. Pro kapalinu byla nastavena hustota $\rho = 805,3 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ a dynamická viskozita $\eta = 0,011734 \text{ Pa} \cdot \text{s}$. Typem proudění byl zvolen laminární model, podle hodnot Reynoldsova čísla, určených analytickým výpočtem. Pro řešič byla nastavena hodnota rezidua $1 \cdot 10^{-5}$ a počet iterací 1000.

ROVNÝ KANÁL

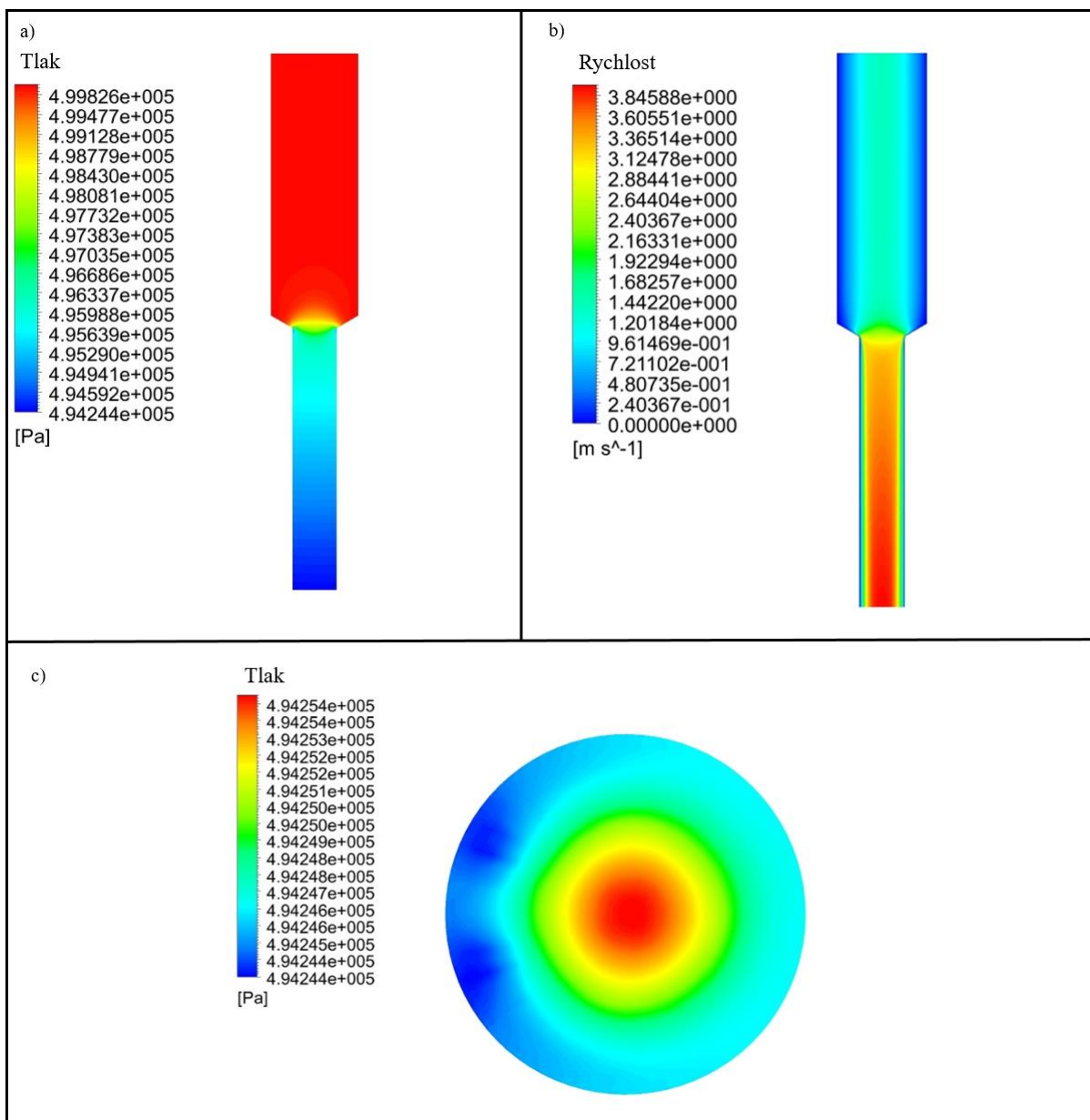
Výpočet dosáhl konvergence po 458 iteracích. Na obr. 5.4 jsou prezentovány výsledné hodnoty CFD výpočtu rovného kanálku. Tlakový profil kanálkem obr. 5.4a, rychlostní profil kanálkem obr. 5.4b, a rozložení tlaků na výstupu obr. 5.4c. Maximální rychlost kanálkem dosahuje hodnoty $v_{max} = 6,18 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. Hodnota Reynoldsova čísla pro danou rychlost proudění je $Re = 2120$. Laminární typ proudění, který byl zvolen s předpokladem analytického výpočtu, může být použit. Průměrná hodnota výstupního tlaku $p_2 = 499172 \text{ Pa}$.



Obr. 5.4 Rovný kanál: a) tlakový profil kanálkem, b) rychlostní profil kanálkem, c) rozložení tlaku na výstupu kanálku

ZÚŽENÍ

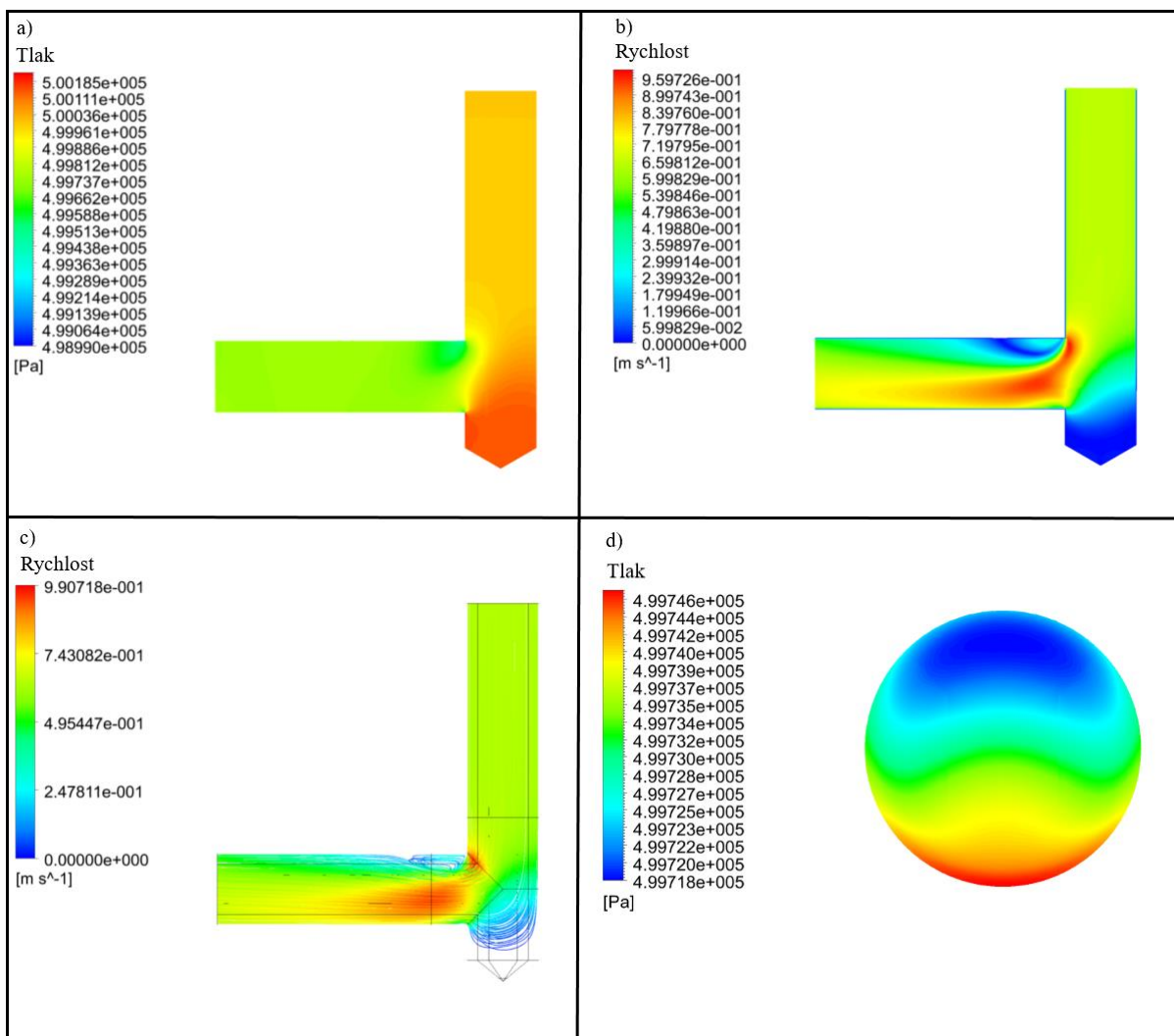
Výpočet dosáhl konvergence po 228 iteracích. Na obr. 5.5 jsou prezentovány výsledné hodnoty CFD výpočtu kanálku se zúžením. Tlakový profil kanálkem obr. 5.5a, rychlostní profil kanálkem obr. 5.5b, a rozložení tlaků na výstupu obr. 5.5c. Maximální rychlost kanálkem na průměru d_1 dosahuje hodnoty $v_{1,max} = 1,42 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ a na průměru d_2 $v_{2,max} = 3,97 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$. Hodnota Reynoldsova čísla pro danou rychlost proudění je $Re_1 = 975$ a $Re_2 = 1362$. Laminární typ proudění, který byl zvolen s předpokladem analytického výpočtu, může být použit. Průměrná hodnota výstupního tlaku $p_2 = 494248 \text{ Pa}$.



Obr. 5.5 Kanálek se zúžením: a) tlakový profil kanálkem, b) rychlostní profil kanálkem, c) rozložení tlaku na výstupu kanálku

KOLMÉ NAPOJENÍ

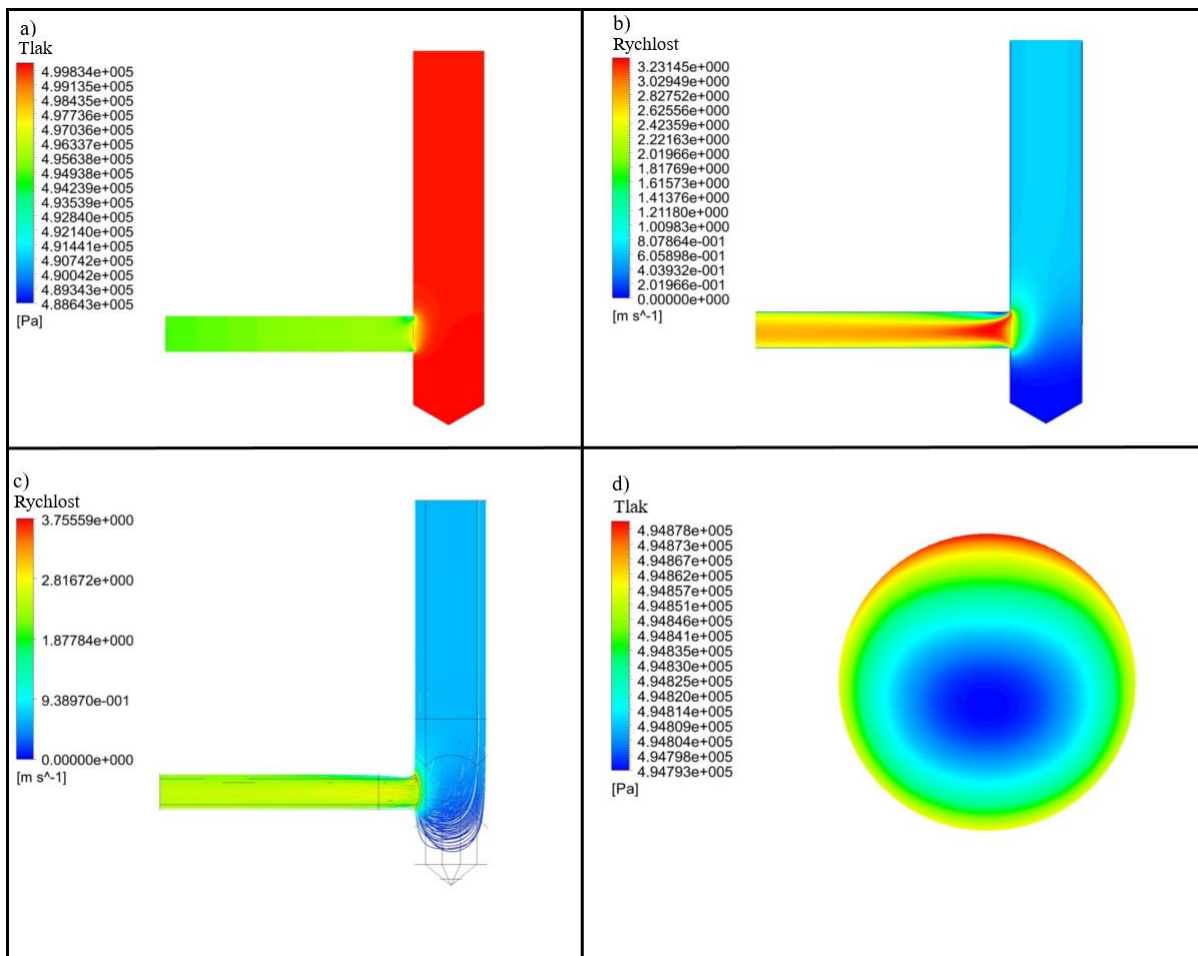
Výpočet dosáhl konvergence po 41 iteracích. Na obr. 5.6 jsou prezentovány výsledné hodnoty CFD výpočtu kanálku se zúžením. Tlakový profil kanálkem obr. 5.6a, rychlostní profil kanálkem obr. 5.6b, proudnice toku kanálkem obr. 5.6c a rozložení tlaků na výstupu obr. 5.6d. V místě kolmému napojení vzniká víření proudů, které je vidět na obr. 5.6d. Při použití laminárního typu proudění toto víření nevzniká a výsledné proudnice toku neodpovídaly předpokládanému výsledku. Pro výpočet byl použit turbulentní model $k-\varepsilon$, při kterém víření v oblasti kolmému napojení vzniká. Průměrná hodnota výstupního tlaku $p_2 = 499730$ Pa.



Obr. 5.6 Kolmé napojení: a) tlakový profil kanálkem, b) rychlostní profil kanálkem, c) proudnice toku kanálkem, d) rozložení tlaku na výstupu kanálku

KOLMÉ NAPOJENÍ SE ZÚŽENÍM

Výpočet dosáhl konvergence po 117 iteracích. Na obr. 5.7 jsou prezentovány výsledné hodnoty CFD výpočtu kanálku se zúžením. Tlakový profil kanálkem obr. 5.7a, rychlostní profil kanálkem obr. 5.7b, proudnice toku kanálkem obr. 5.7c a rozložení tlaků na výstupu obr. 5.7d. Stejně, jako v předchozím případě byl použit turbulentní model k- ϵ . Průměrná hodnota výstupního tlaku $p_2 = 494825$ Pa.



Obr. 5.7 Kolmé napojení se zúžením: a) tlakový profil kanálkem, b) rychlostní profil kanálkem, c) proudnice toku kanálkem, d) rozložení tlaku na výstupu kanálku

Tabulka 5.3 Výsledky analytických a CFD výpočtů vybraných typů kanálků

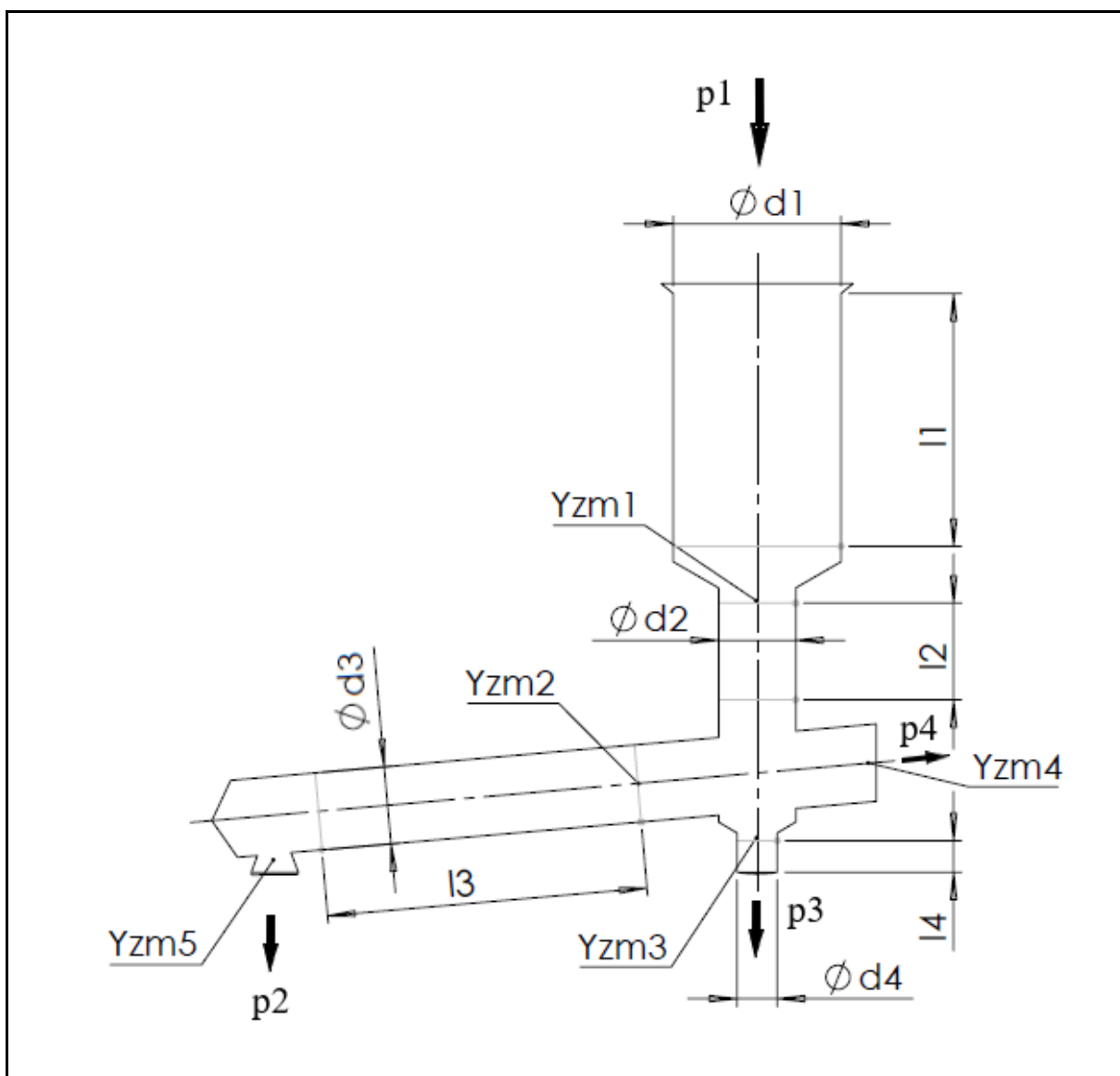
	CFD simulace		Analytický výpočet
	Y _{zm} [J·kg ⁻¹]	p ₂ [Pa]	p ₂ [Pa]
Rovný kanál	-	499173	498853
Zúžení	1,9281	494248	494983
Kolmé napojení	0,2459	499730	499659
Kolmé napojení se zúžením	1,7447	494825	494928



5.4 MAZACÍ SOUSTAVA TURBODMYCHADLA

Na obr. 5.8 je znázorněné schéma mazací soustavy turbodmychadla. Z mazací soustavy motoru vstupuje do kanálků olej s tlakem $p_1 = 5 \text{ bar}$ a průtokem $Q_{v1} = 3 \text{ l}\cdot\text{min}^{-1}$, který je kanálky dělen do tří větví. Větve s výstupním tlakem p_2 a p_3 dopravují olej k radiálním kluzným ložiskům s objemovým průtokem $0,5 \text{ l}\cdot\text{min}^{-1}$. Větev s výstupním tlakem p_4 vede olej k axiálnímu kluznému ložisku a objemový průtok tímto úsekem je $2 \text{ l}\cdot\text{min}^{-1}$.

S ohledem na provedené výpočty vybraných typů kanálků, byla pro analytický výpočet mazací soustava rozdělena na jednotlivé úseky. Je použit stejný analytický model, jako u vybraných typů kanálků, naprogramovaný v programu Matlab viz příloha. Místní ztráty jsou vyjádřeny pomocí CFD simulace. Výsledné hodnoty tlaků a měrné ztrátové energie jsou popsány v tabulce 5.4.



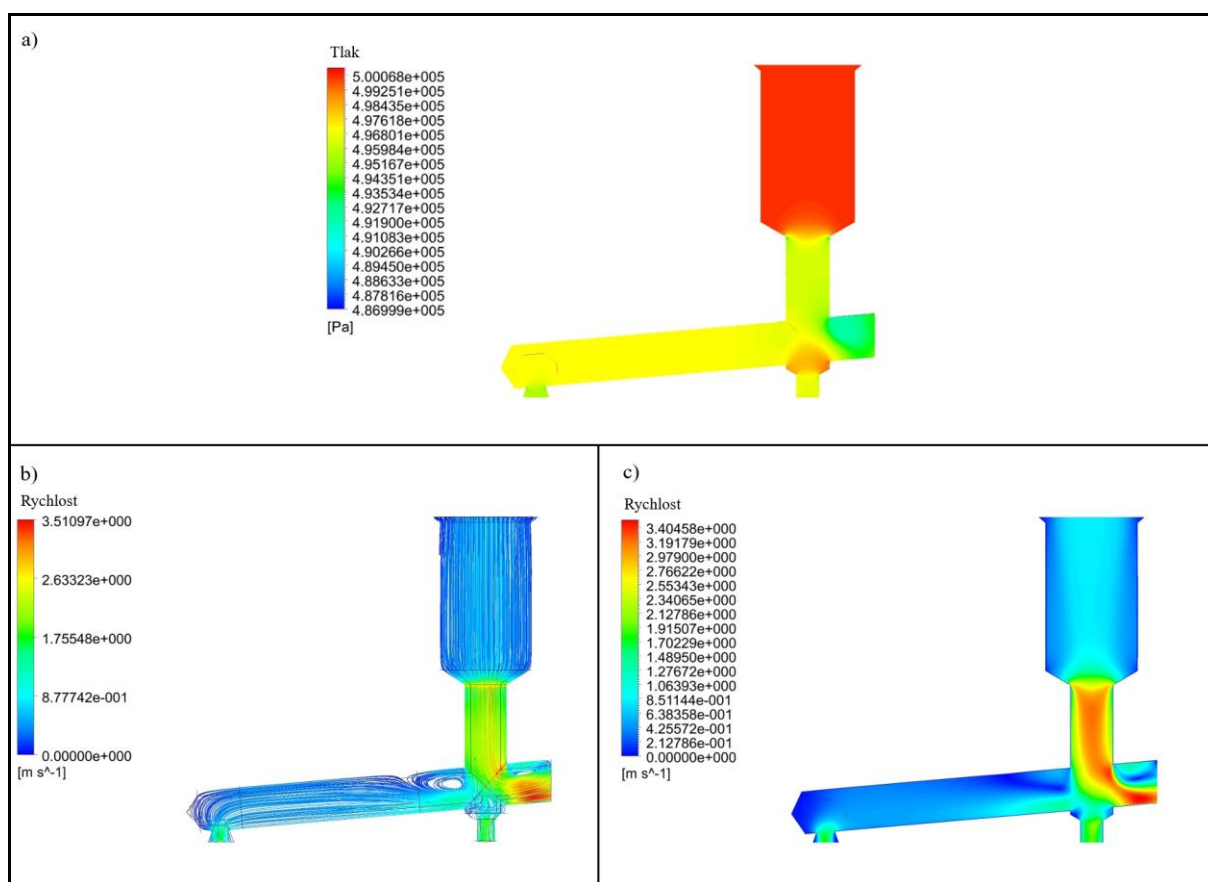
Obr. 5.8 Schéma mazací soustavy turbodmychadla

Rozměry jednotlivých úseků jsou $d_1 = 10,85 \text{ mm}$, $l_1 = 16,35 \text{ mm}$, $d_2 = d_3 = 5 \text{ mm}$, $d_4 = 2,6 \text{ mm}$, $l_2 = 6,25 \text{ mm}$, $l_3 = 20,5 \text{ mm}$, $l_4 = 2 \text{ mm}$.



Pro CFD simulaci proudění byla do prostředí ANSYS CFX importována výpočetní síť viz obr 5.1c. Počáteční podmínka pro vstup je hodnota statického tlaku 5 barů. Na jednotlivé výstupy byla nastavena počáteční podmínka odpovídajících hmotnostních průtoků. Z předchozích zkušeností je předpokládáno tvoření vírů v oblasti větvení kanálků k jednotlivým ložiskům. Laminární model proudění pro tento stav není vhodný, proto byl zvolen turbulentní model $k-\varepsilon$.

Pro řešič byla nastavena hodnota rezidua $1E-5$ a počet iterací 1000. Výpočet dosáhl konvergence po 73 iteracích. Na obr. 5.9 jsou prezentovány výsledné hodnoty CFD simulace. Tlakový profil mazací soustavou obr. 5.9a, rychlostní profil mazací soustavou obr. 5.9b a proudnice toku mazací soustavou obr. 5.9c. Průměrná hodnota výstupního tlaku $p_2 = 495579$ Pa, $p_3 = 496624$ Pa a $p_4 = 493885$ Pa.



Obr. 5.9 a) tlakový profil mazací soustavou, b) proudnice toku mazací soustavou, c) rychlostní profil mazací soustavou



Tabulka 5.4 Výsledky analytického a CFD výpočtu mazací soustavy turbodmyhadla

	CFD simulace	Analytický výpočet
p_2 [Pa]	495579	495863
p_3 [Pa]	496624	497438
p_4 [Pa]	493885	494265
Y_{zm_1} [J·kg ⁻¹]	0,6271	
Y_{zm_2} [J·kg ⁻¹]	2,0663	
Y_{zm_3} [J·kg ⁻¹]	0,9202	
Y_{zm_4} [J·kg ⁻¹]	4,8678	
Y_{zm_5} [J·kg ⁻¹]	1,4007	

Kde Y_{zm_1} , Y_{zm_2} , Y_{zm_3} , Y_{zm_4} , Y_{zm_5} jsou měrné ztrátové energie místních ztrát [J·kg⁻¹] a p_2 , p_3 , p_4 jsou výstupní tlaky z kanálek [Pa].

5.5 ZHODNOCENÍ

Výsledné hodnoty obou výpočetních metod, jak u vybraných typů kanálek, tak i u mazací soustavy turbodmyhadla, jsou pro tento typ geometrie srovnatelné. Při průtoku oleje mazací soustavou turbodmyhadla nedochází k výrazným tlakovým ztrátám. S ohledem na vstupní tlak jsou vzniklé tlakové ztráty zanedbatelné. Z toho vyplývá, že pro analýzy kluzných ložisek, může být počítáno s hodnotou tlaku oleje na vstupu do turbodmyhadla. Vzniklé tlakové ztráty výrazně neovlivní průtoky kluznými ložisky. Vhodnou kombinací obou výpočtových metod může být snížena náročnost výpočtů. Analytický model je vhodné použít pro jednoduché geometrie, kde se nevyskytují místní odpory. Naopak na úseky s místními odpory je vhodné využít CFD simulací.



6 CFD VÝPOČTOVÝ MODEL PRO PROUDĚNÍ TEKUTINY KLUZNÝMI LOŽISKY

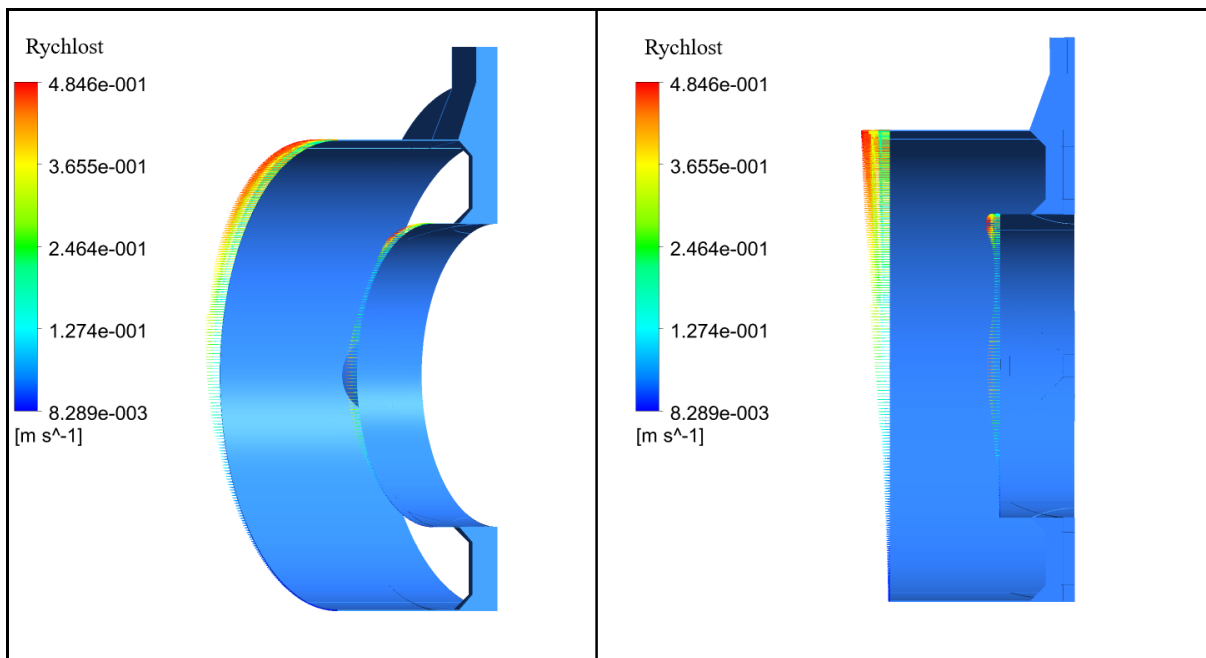
CFD výpočtový model, popsáný v kapitole 5.2, byl aplikován na geometrii radiálního a axiálního kluzného ložiska. CFD simulací byl stanoven průtok ložiskem při vstupním tlaku oleje 5 barů. Vytvořená výpočetní síť jednotlivých modelů je popsána v kapitole 5.2.1.

6.1 RADIÁLNÍ KLUZNÉ LOŽISKO

Základní rozměry radiálního kluzného ložiska: průměr ložiskové skříně $d_s = 15,805$ mm, vnější průměr ložiska $d_1 = 15,721$ mm, vnější šířka ložiska $b_1 = 13,4$ mm, radiální vůle ložiska a ložiskové skříně $c_1 = 0,042$ mm, vnitřní průměr ložiska $d_2 = 10,1805$ mm, průměr hřídele $d_h = 10,156$ mm, radiální vůle ložiska a hřídele $c_2 = 0,01225$ mm. Pro výpočtový model byla zvolena varianta s nulovou excentricitou $\varepsilon = 0$ a s otáčkami hřídele $n = 0$ min^{-1} .

Výpočetní síť byla importována do prostředí ANSYS CFX. Počáteční podmínka pro vstup do ložiska je statická hodnota tlaku 5 barů. Statický tlak byl nastaven i na výstupu z ložiska, kde se jeho hodnota rovná hodnotě atmosférického tlaku 101 325 Pa. Pro zvolenou variantu se využila okrajová podmínka symetrie. Pro simulaci byl nastaven turbulentní model SST. Hodnota rezidua byla nastavena na $1 \cdot 10^{-6}$ pro 1000 iterací. Konvergence bylo dosaženo v 566 iterací.

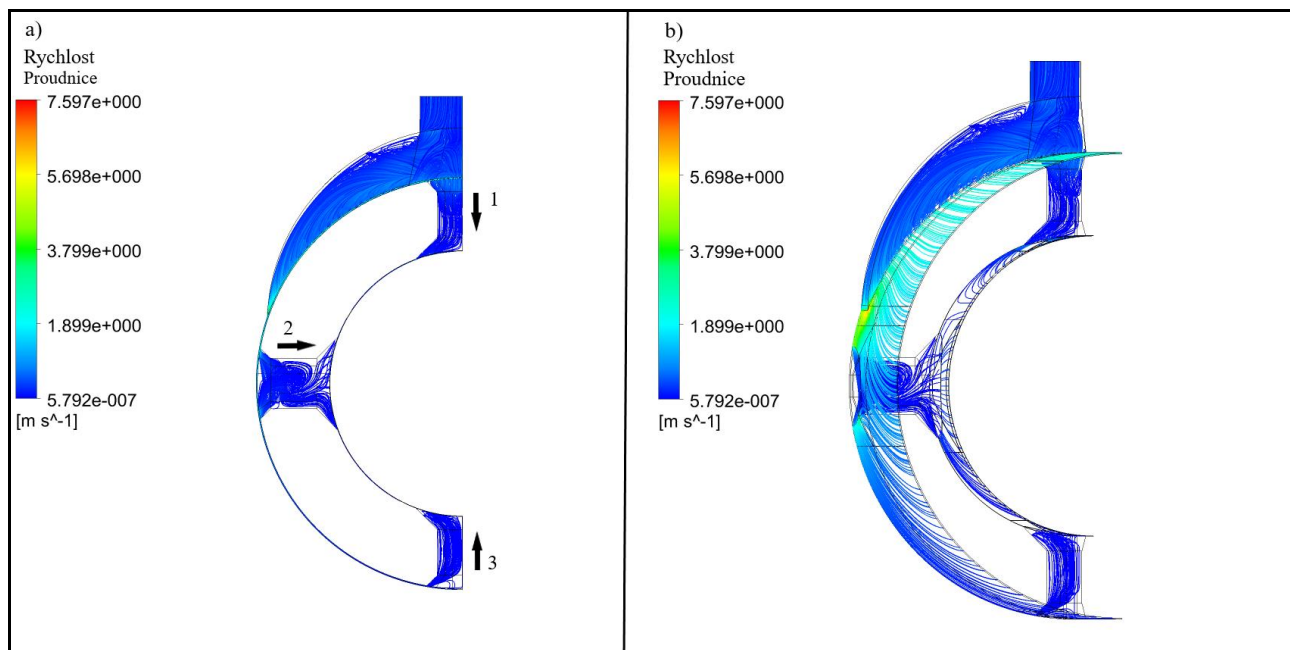
Hodnota průtoku radiálním kluzným ložiskem je pro vnější vrstvu $0,2628$ $\text{l} \cdot \text{min}^{-1}$. Pro vnitřní vrstvu je průtok $0,009$ $\text{l} \cdot \text{min}^{-1}$. Celkový průtok ložiskem pro danou variantu je tedy $0,2718$ $\text{l} \cdot \text{min}^{-1}$. Z výsledků je zřejmé, že průtok vnější vrstvou je několikanásobně větší. Rozdělení průtoků u radiálních kluzných ložisek v pracovním rozsahu otáček se pohybuje kolem 90 % celkového průtoku vnější vrstvou a zbylých 10 % průtoku připadá na vnitřní vrstvu.



Obr. 6.1 Rychlost proudění na výstupu z ložiska.



Obr. 6.2 zobrazuje proudnice toku ložiskem. Na obr. 6.2a jsou označeny jednotlivé kanálky radiálního kluzného ložiska. Na kanálek číslo 1 připadá nejvyšší hodnota průtoku. Kanálkem číslo 2 protéká nižší množství oleje, ale hodnoty jsou řádově srovnatelné. U kanálku 3 také dochází k průtoku oleje z vnější mazací vrstvy do vnitřní, ale hodnoty jsou řádově nižší, než u předchozích dvou kanálků. Výsledné hodnoty průtoku radiálním kluzným ložiskem jsou prezentovány tabulkou 6.1.



Obr. 6.2 Proudnice toku radiálním kluzným ložiskem

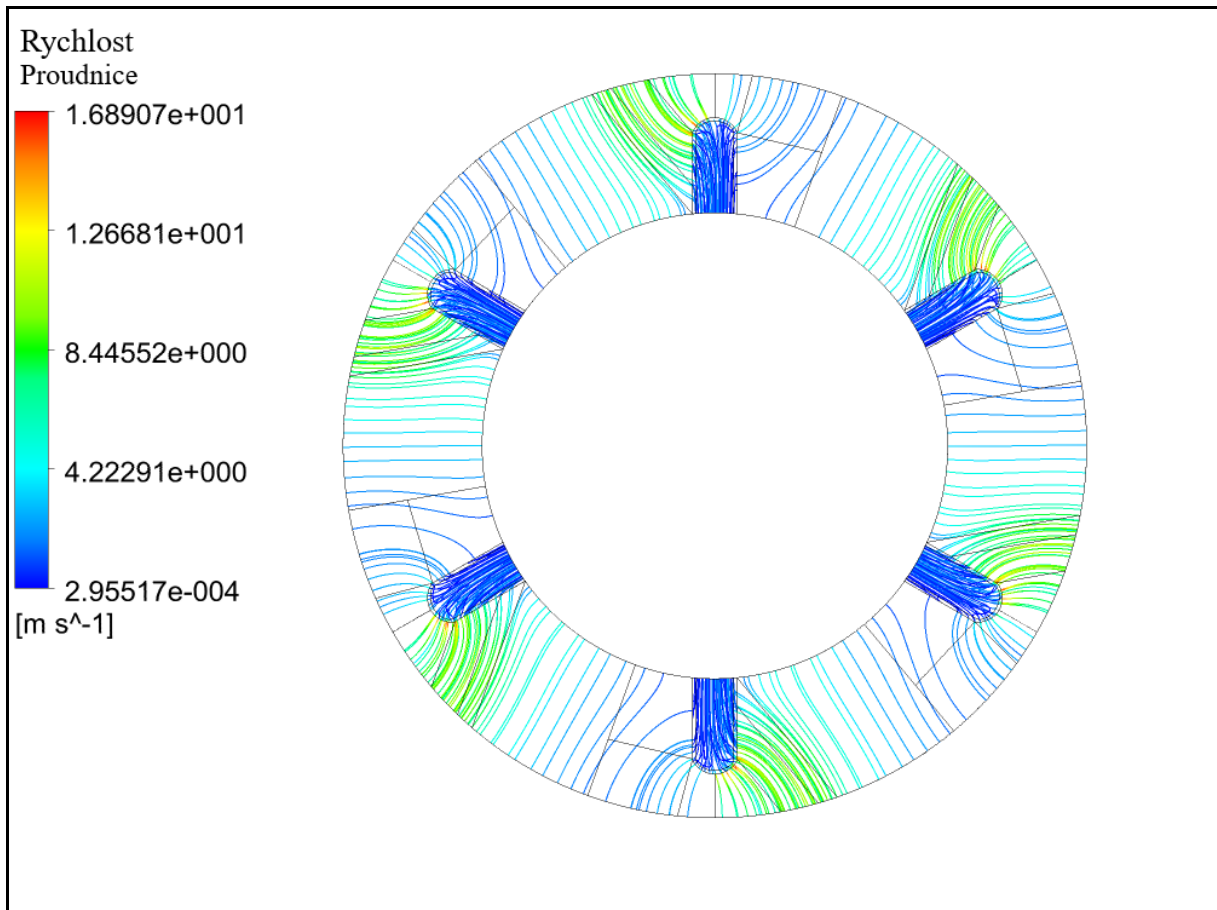
Tabulka 6.1 Výsledné hodnoty objemových průtoků radiálním kluzným ložiskem

	Q_v [$l \cdot \text{min}^{-1}$]
Průtok vnější mazací vrstvou	0,2628
Průtok vnitřní mazací vrstvou	0,009
Kanálek 1	0,0039
Kanálek 2	0,00248
Kanálek 3	0,00014
Celkový průtok ložiskem	0,2718



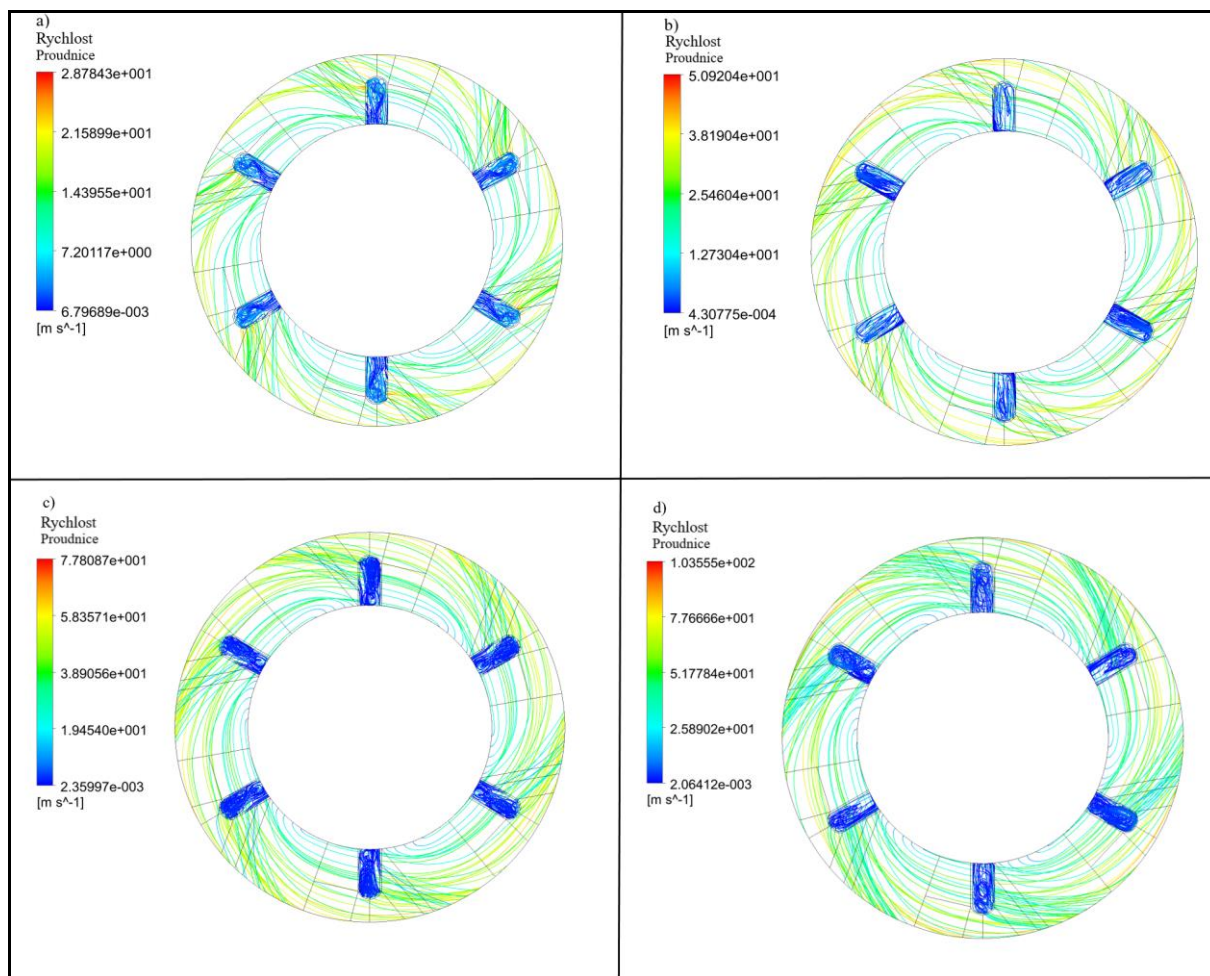
6.2 AXIÁLNÍ KLUZNÉ LOŽISKO

Dle zadané geometrie axiálního kluzného ložiska byla vytvořena výpočetní síť a importována do prostředí ANSYS CFX. Počáteční podmínky jsou stejné, jako u radiálního kluzného ložiska. Na vstupu statický tlak o velikosti 5 barů a na výstupu rovněž statický tlak 101 325 Pa. Otáčky hřídele pro tuto variantu jsou $n = 0 \text{ min}^{-1}$. Pro simulaci byl nastaven turbulentní model SST, hodnota rezidua $1 \cdot 10^{-5}$ a 1000 iterací. Řešení dosáhlo konvergence po 95 iteracích. Výsledná hodnota průtoku je $0,87 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$. Na obr. 6.3 jsou proudnice toku axiálním kluzným ložiskem pro tento případ.



Obr. 6.3 Proudnice toku axiálním kluzným ložiskem

CFD simulace byla provedena pro varianty otáček rotoru turbodmyhadla 25 000, 50 000, 75 000 a 100 000 otáček za minutu. Nyní dochází v určitých oblastech axiálního kluzného ložiska k výskytu kavitací. Pro řešení kavitací byl uvažován dvoufázový model (mixture model), ve kterém se vyskytuje olej a olejové páry. V kavitačním modelu je zadán tlak, při kterém dochází k vyloučení par z oleje $p_{sat} = 10 \text{ Pa}$ [14]. Pro olejové páry byla nastavena hustota $\rho = 6,02 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ a dynamická viskozita $\eta = 1,54 \cdot 10^{-5} \text{ Pa} \cdot \text{s}$ [14]. Proudnice toku kluznými ložisky viz obr 6.4.



Obr. 6.4 Proudnicе toku axiálním kluzným ložiskem: a) $n=25\,000\text{ min}^{-1}$, b) $n=50\,000\text{ min}^{-1}$, c) $n=75\,000\text{ min}^{-1}$, d) $n=100\,000\text{ min}^{-1}$

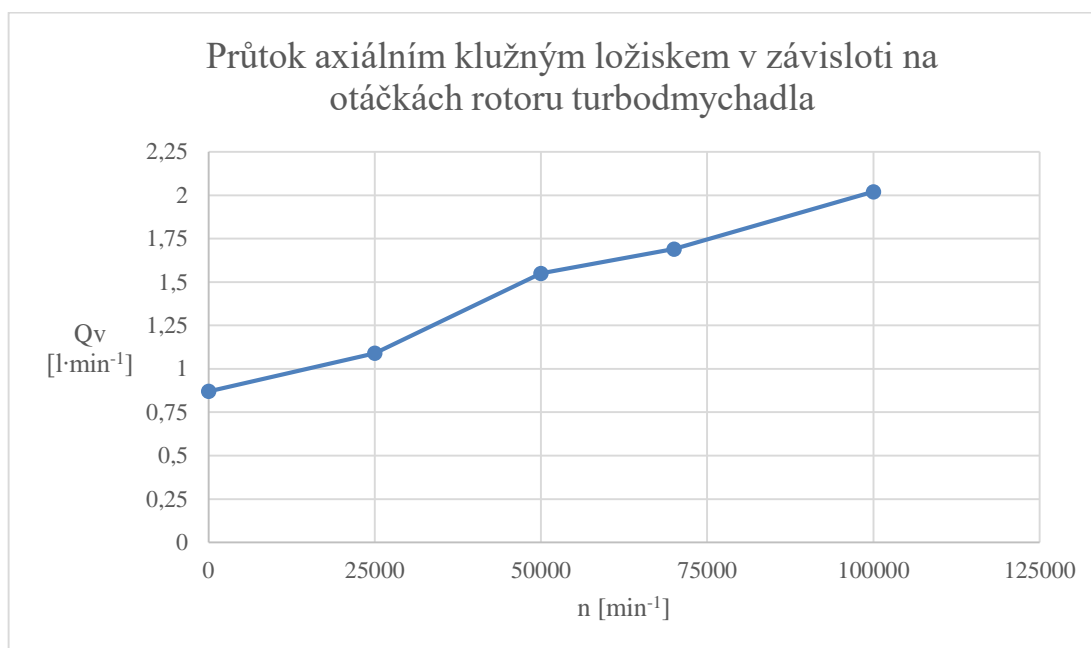
Hodnota rezidua byla nastavena na $1 \cdot 10^{-5}$ pro 1000 iterací. Při výpočtu nedošlo ke konvergenci. Dle chování reziduí se nejedná o stacionární úlohu. Oscilující průběh reziduí značí, že v oleji probíhá časově závislý děj. Nestacionární chování ovlivňuje tlak vznikající v ložisku, a výsledné tlaky nejsou příliš přesné. Nicméně výsledný průtok ložiskem není výrazně ovlivněn a jeho hodnota může být zohledněna. Pro zpřesnění výsledku je vhodné místo stacionární úlohy využít transienční model simulace. Výsledné hodnoty průtoků axiálním kluzným ložiskem jsou popsány v tabulce 6.2, ze které vychází graf 6.1.

Tabulka 6.2 Výsledné hodnoty průtoků axiálním kluzným ložiskem

Axiální kluzné ložisko	
Otáčky rotoru	Objemový průtok
$n\text{ [min}^{-1}\text{]}$	$Q_v\text{ [l}\cdot\text{min}^{-1}\text{]}$
0	0,87
25000	1,09
50000	1,55
70000	1,69
100000	2,02



.Graf 6.1 Průtok axiálním kluzným ložiskem v závislosti na otáčkách rotoru turbodmyhadla





ZÁVĚR

Práce se zabývá prouděním oleje v mazacích kanálcích. Pro prvotní analytické výpočtové metody a numerické výpočtové metody pomocí 3D CFD simulací byly stanoveny vybrané typy kanálků, které se mohou vyskytovat v mazací soustavě turbodmychadla. Pro CFD simulace se vytvořila strukturovaná konformní výpočetní síť, u které se posuzuje kvalita podle parametru nesouměrnosti buněk a podle poměru hran nebo ploch buněk. Výpočtové modely s poznatky z prvotních analýz, byly aplikovány na zadanou geometrii mazací soustavy turbodmychadla. Stanovila se tlaková ztráta prouděním oleje mazacími kanálky a pomocí CFD simulace byly vyjádřeny jednotlivé měrné ztrátové energie místních odporů. Výsledné hodnoty tlakových ztrát mazacími kanálky se pohybují v rozmezí tisíců pascalů. S ohledem na vstupní tlak do mazací soustavy 5 barů jsou vzniklé ztráty malé. Z toho vyplývá, že pro simulace kluzných ložisek můžeme počítat s hodnotou vstupního tlaku do mazací soustavy turbodmychadla, respektive s tlakem v mazací soustavě motoru.

Pro složitější systémy je vhodné využít kombinaci obou metod. Analytický přístup se použije pro jednoduché případy systému např. rovný kanálek, který nemusíme složitě popisovat pomocí CFD modelu. Tento model najde uplatnění u složitějších geometrií, kde se např. vyskytují místní ztráty.

Numerická 3D CFD metoda byla aplikována na zadané radiální a axiální kluzné ložisko. Pro radiální ložisko se použil model s nulovou excentricitou a nulovou hodnotou otáček rotoru. Výsledný průtok má hodnotu $0,2718 \text{ l}\cdot\text{min}^{-1}$. Pro vnější a vnitřní mazací olejovou vrstvou se poměr průtoků pohybuje okolo 90 % vnější vrstvou a 10 % vnitřní. Při zvyšování otáček rotoru, roste i průtok ložiskem. Průtok ovlivňuje také výška mazacího filmu, kdy hodnota průtoku roste se třetí mocninou výšky. Pro axiální ložisko bylo počítáno s variantami otáček rotoru 0, 25 000, 50 000, 75 000 a 100 000 otáček za minutu. V rotujícím axiálním ložisku vznikají kavitace, pro které muselo být počítáno s dvoufázovým modelem proudění. Výsledné hodnoty průtoku pro jednotlivé varianty jsou $0,87 \text{ l}\cdot\text{min}^{-1}$, $1,09 \text{ l}\cdot\text{min}^{-1}$, $1,55 \text{ l}\cdot\text{min}^{-1}$, $1,69 \text{ l}\cdot\text{min}^{-1}$, $2,02 \text{ l}\cdot\text{min}^{-1}$.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] HIERETH, Hermann. a P. H. W. PRENNINGER. Charging the internal combustion engine. New York: Springer, c2007. ISBN ISBN978-3-211-33033-3.
- [2] Alsaeed ETD - Dynamic Stability Evaluation of an Automotive Turbocharger Rotor-Bearing System. (2005). 88p.
- [3] HEISLER, Heinz. Advanced engine technology. Warrendale, PA: SAE International, c1995, 794 s. ISBN 15-609-1734-2.
- [4] RAUSCHER, Jaroslav. Spalovací motory. Brno. Studijní opory. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství.
- [5] Scholz. Pístové spalovací motory: Mazací soustava motoru. 2011. Presentace
- [6] MACINNES, Hugh. *Turbochargers*. Tucson, AZ: H. P. Books, c1976. ISBN 09-126-5649-2.
- [7] Garrett by Honeywell, GARRETT Turbochargers [online]. 2017 [cit. 2017-11-18]. Dostupné z: <http://turbobygarrett.com/turbobygarrett/>
- [8] VINŠ, Jindřich. Kluzná ložiska. 2. přep.vyd. Praha: SNTL, 1971, 373 s.
- [9] STACHOWIAK, G. W. a A. W. BATCHELOR. Engineering tribology. 3rd ed. Boston: Elsevier Butterworth-Heinemann, 2005. ISBN 978-0-7506-7836-0.
- [10] TurboRepair.com [online]. 2017 [cit. 2017-12-10]. Dostupné z: <http://www.turborepair.com/>
- [11] NOVOTNÝ, P. Základy popisu mazání. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství, 2017. Podklady k předmětu Počítačové simulace v automobilovém průmyslu II.
- [12] JANALÍK, Jaroslav. *Hydrodynamika a hydrodynamické stroje*. Ostrava, 2008. Studijní opory. Vysoká škola Báňská - Technická univerzita Ostrava.
- [13] *Viscosity of Engine Oil* [online]. [cit. 2018-05-11]. Dostupné z: <https://wiki.antonpaar.com/en/engine-oil/>
- [14] *Flow in a floating ring bearing*. Eindhoven, 2010. Traineeship report. Eindhoven University of Technology Department of Mechanical Engineering Dynamics & Control. Coach(es): Dr. Ir. A. de Kraker (TU/e), Ir. F. Duijnhouwer (MTT), Supervisor: Prof. Dr. H. Nijmeijer.

**SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ**

Q_m	[kg·s ⁻¹]	hmotnostní průtok
Q_v	[m ³ ·s ⁻¹]	objemový průtok
Y_z	[J·kg ⁻¹]	měrná ztrátová energie
$\frac{\partial u}{\partial y}$	[s ⁻¹]	smyková rychlost
<i>CFD</i>		výpočetní dynamika tekutin
F	[N]	síla
P	[Pa]	tlak
Re	[-]	reynoldsovo číslo
S	[m ²]	plocha
<i>SST</i>		shear stress transport
T	[K]	teplota
V	[m ³]	objem
b	[m]	šířka
c	[m]	radiální vůle
d	[m]	průměr
e	[m]	excentricita čepu
g	[m·s ⁻²]	gravitační zrychlení
l	[m]	délka
m	[kg]	hmotnost
t	[s]	čas
v	[m·s ⁻¹]	rychlost
ε	[-]	relativní excentricita čepu
η	[Pa·s]	dynamická viskozita
ρ	[kg·m ³]	hustota
τ	[Pa]	smykové napětí
ω	[rad·s ⁻¹]	úhlová rychlost
ϑ	[m ² ·s ⁻¹]	kinematická viskozita



PŘÍLOHA A

SKRIPTY PRO MATLAB

```
% Skript pro program Matlab
% Analytický výpočet - rovný kanál
% Známé hodnoty
d = 0.005; % průměr kanálku [m]
l = 0.03; % délka kanálku [m]
rho = 805.3; % hustota oleje [kg*m-3]
p1 = 500000; % vstupní tlak [Pa]
Qv_1 = 3; % objemový průtok [l*min-1]
Qv = Qv_1/1000/60; % objemový průtok kanálkem [m3*s-1]
ny = 0.011734; % dynamická viskozita [Pa*s]
theta = ny/rho; % kinematická viskozita [m2*s-1]
%-----
% Rychlosti proudění
S = (pi*d^2)/4; % průřez potrubí [m2]
Qm = Qv*rho; % hmotnostní průtok [kg*s-1]
v = Qm/(S*rho); % střední rychlost proudění [m*s-1]
% Reynoldsovo číslo
Re = (v*d)/theta; % Reynoldsovo číslo [-]
% Délkové ztráty
pz1 = (64*l*v^2*rho)/(Re*d^2); % tlaková délková ztráta [Pa]
yz11= pz1/rho; % měrná ztrátová energie délkových ztrát
[J*kg-1]
% Celková měrná ztrátová energie [J*kg-1]
yz = yz11;
% Výstupní tlak [Pa]
p2 = p1-yz*rho
```



```

% Skript pro program Matlab
% Analytický výpočet - kanálek se zúžením
% Známé hodnoty
d1 = 0.01; % průměr kanálku [m]
l1 = 0.025; % délka kanálku [m]
d2 = 0.005; % průměr kanálku [m]
l2 = 0.025; % délka kanálku [m]
rho = 805.3; % hustota oleje [kg*m-3]
p1 = 500000; % vstupní tlak [Pa]
Qv_1 = 3; % objemový průtok [l*min-1]
Qv = Qv_1/1000/60; % objemový průtok kanálkem [m3*s-1]
ny = 0.011734; % dynamická viskozita [Pa*s]
theta = ny/rho; % kinematická viskozita [m2*s-1]
%-----
% Rychlosti proudění
S1 = (pi*d1^2)/4; % průřez potrubí [m2]
S2 = (pi*d2^2)/4; % průřez potrubí [m2]
Qm = Qv*rho; % hmotnostní průtok [kg*s-1]
v1 = Qm/(S1*rho); % střední rychlost proudění [m*s-1]
v2 = Qm/(S2*rho); % střední rychlost proudění [m*s-1]
% Reynoldsovo číslo
Re1 = (v1*d1)/theta; % Reynoldsovo číslo [-]
Re2 = (v2*d2)/theta; % Reynoldsovo číslo [-]
% Délkové ztráty
pz1 = (64*l1*v1^2*rho)/(Re1*d1*2); % tlaková délková ztráta [Pa]
pz2 = (64*l2*v2^2*rho)/(Re2*d2*2); % tlaková délková ztráta [Pa]
yzl1= pz1/rho; % měrná ztrátová energie délkových ztrát [J*kg-1]
yzl2= pz2/rho; % měrná ztrátová energie délkových ztrát [J*kg-1]
% Místní ztráty z CFD modelu
yzm = 1.9281; % měrná ztrátová energie místních ztrát [J*kg-1]
% Celková měrná ztrátová energie [J*kg-1]
yz = yzl1 + yzl2 + yzm;
% Výstupní tlak [Pa]
p2 = p1+(v1^2/2)*rho-(v2^2/2)*rho-yz*rho

```



```

% Skript pro program Matlab
% Proudění kanálkem - kolmé napojení
% Znamé hodnoty
d1 = 0.01; % průměr kanálku [m]
l1 = 0.03; % délka kanálku [m]
d2 = 0.01; % průměr kanálku [m]
l2 = 0.03; % délka kanálku [m]
rho = 805.3; % hustota oleje [kg*m-3]
p1 = 500000; % vstupní tlak [Pa]
Qv_1 = 3; % objemový průtok [l*min-1]
Qv = Qv_1/1000/60; % objemový průtok kanálkem [m3*s-1]
ny = 0.011734; % dynamická viskozita [Pa*s]
theta = ny/rho; % kinematická viskozita [m2*s-1]
%-----
% Rychlosti proudění
S1 = (pi*d1^2)/4; % průřez potrubí [m2]
S2 = (pi*d2^2)/4; % průřez potrubí [m2]
Qm = Qv*rho; % hmotnostní průtok [kg*s-1]
v1 = Qm/(S1*rho); % střední rychlost proudění [m*s-1]
v2 = Qm/(S2*rho); % střední rychlost proudění [m*s-1]
% Reynoldsovo číslo
Re1 = (v1*d1)/theta; % Reynoldsovo číslo [-]
Re2 = (v2*d2)/theta; % Reynoldsovo číslo [-]
% Délkové ztráty
pz1 = (64*l1*v1^2*rho)/(Re1*d1*2); % tlaková délková ztráta [Pa]
pz2 = (64*l2*v2^2*rho)/(Re2*d2*2); % tlaková délková ztráta [Pa]
yzl1= pz1/rho; % měrná ztrátová energie délkových ztrát [J*kg-1]
yzl2= pz2/rho; % měrná ztrátová energie délkových ztrát [J*kg-1]
% Místní ztráty z CFD modelu
yzm = 0.2459; % měrná ztrátová energie místních ztrát [J*kg-1]
% Celková měrná ztrátová energie [J*kg-1]
yz = yzl1 + yzl2 + yzm;
% Výstupní tlak [Pa]
p2 = p1+(v1^2/2)*rho-(v2^2/2)*rho-yz*rho

```



```

% Skript pro program Matlab
% Analytický výpočet - kolmé napojení a zúžení
% Známé hodnoty
d1 = 0.01; % průměr kanálku [m]
l1 = 0.03; % délka kanálku [m]
d2 = 0.005; % průměr kanálku [m]
l2 = 0.03; % délka kanálku [m]
rho = 805.3; % hustota oleje [kg*m-3]
p1 = 500000; % vstupní tlak [Pa]
Qv_1 = 3; % objemový průtok [l*min-1]
Qv = Qv_1/1000/60; % objemový průtok kanálkem [m3*s-1]
ny = 0.011734; % dynamická viskozita [Pa*s]
theta = ny/rho; % kinematická viskozita [m2*s-1]
%-----
% Rychlosti proudění
S1 = (pi*d1^2)/4; % průřez potrubí [m2]
S2 = (pi*d2^2)/4; % průřez potrubí [m2]
Qm = Qv*rho; % hmotnostní průtok [kg*s-1]
v1 = Qm/(S1*rho); % střední rychlost proudění [m*s-1]
v2 = Qm/(S2*rho); % střední rychlost proudění [m*s-1]
% Reynoldsovo číslo
Re1 = (v1*d1)/theta; % Reynoldsovo číslo [-]
Re2 = (v2*d2)/theta; % Reynoldsovo číslo [-]
% Délkové ztráty
pz1 = (64*l1*v1^2*rho)/(Re1*d1*2); % tlaková délková ztráta [Pa]
pz2 = (64*l2*v2^2*rho)/(Re2*d2*2); % tlaková délková ztráta [Pa]
yzl1= pz1/rho; % měrná ztrátová energie délkových ztrát [J*kg-1]
yzl2= pz2/rho; % měrná ztrátová energie délkových ztrát [J*kg-1]
% Místní ztráty z CFD modelu
yzm=1.7447; % měrná ztrátová energie místních ztrát [J*kg-1]
% Celková měrná ztrátová energie [J*kg-1]
yz = yzl1 + yzl2 + yzm;
% Výstupní tlak [Pa]
p2 = p1+((v1^2/2)*rho)-((v2^2/2)*rho)-(yz*rho)

```



```

% Skript pro program Matlab
% Analytický výpočet - kanálky mazací soustavy turbodmychadla
% Známé hodnoty
d1 = 0.01085; % průměr kanálku [m]
l1 = 0.01635; % délka kanálku [m]
d2 = 0.005; % průměr kanálku [m]
l2 = 0.00625; % délka kanálku [m]
d3 = 0.005; % průměr kanálku [m]
l3 = 0.0205; % délka kanálku [m]
d4 = 0.0026; % průměr kanálku [m]
l4 = 0.002; % délka kanálku [m]
d5 = 0.003; % průměr kanálku [m]
rho = 805.3; % hustota oleje [kg*m-3] - konstantní
p1 = 500000; % vstupní tlak [Pa]
Qv_1 = 3; % objemový průtok [l*min-1]
Qv1 = Qv_1/1000/60; % objemový průtok kanálkem [m3*s-1]
Qv_2 = 0.5; % objemový průtok [l*min-1]
Qv2 = Qv_2/1000/60; % objemový průtok kanálkem [m3*s-1]
Qv_3 = 2; % objemový průtok [l*min-1]
Qv3 = Qv_3/1000/60; % objemový průtok kanálkem [m3*s-1]
ny = 0.011734; % dynamická viskozita [Pa*s]
theta = ny/rho; % kinematická viskozita [m2*s-1]
%-----
% Rychlosti proudění
Qm1 = Qv1*rho; % hmotnostní průtok [kg*s-1]
Qm2 = Qv2*rho; % hmotnostní průtok [kg*s-1]
Qm3 = Qv3*rho; % hmotnostní průtok [kg*s-1]
S1 = (pi*d1^2)/4; % průřez potrubí [m2]
S2 = (pi*d2^2)/4; % průřez potrubí [m2]
S3 = (pi*d3^2)/4; % průřez potrubí [m2]
S4 = (pi*d4^2)/4; % průřez potrubí [m2]
S5 = (pi*d5^2)/4; % průřez potrubí [m2]
v1 = Qm1/(S1*rho); % střední rychlost proudění [m*s-1]
v2 = Qm1/(S2*rho); % střední rychlost proudění [m*s-1]
v3 = Qm2/(S3*rho); % střední rychlost proudění [m*s-1]
v4 = Qm2/(S4*rho); % střední rychlost proudění [m*s-1]
v5 = Qm3/(S3*rho); % střední rychlost proudění [m*s-1]
v6 = Qm2/(S5*rho); % střední rychlost proudění [m*s-1]
% Reynoldsovo číslo
Re1 = (v1*d1)/theta; % Reynoldsovo číslo [-]
Re2 = (v2*d2)/theta; % Reynoldsovo číslo [-]
Re3 = (v3*d3)/theta; % Reynoldsovo číslo [-]
Re4 = (v4*d4)/theta; % Reynoldsovo číslo [-]
Re5 = (v5*d3)/theta; % Reynoldsovo číslo [-]
% Délkové ztráty
pz1 = (64*l1*v1^2*rho)/(Re1*d1*2); % tlaková délková ztráta [Pa]
pz2 = (64*l2*v2^2*rho)/(Re2*d2*2); % tlaková délková ztráta [Pa]
pz3 = (64*l3*v3^2*rho)/(Re3*d3*2); % tlaková délková ztráta [Pa]
pz4 = (64*l4*v4^2*rho)/(Re4*d4*2); % tlaková délková ztráta [Pa]
yzl1= pz1/rho; % měrná ztrátová energie délkových ztrát [J*kg-1]
yzl2= pz2/rho; % měrná ztrátová energie délkových ztrát [J*kg-1]
yzl3= pz3/rho; % měrná ztrátová energie délkových ztrát [J*kg-1]
yzl4= pz4/rho; % měrná ztrátová energie délkových ztrát [J*kg-1]
% Místní ztráty z CFD modelu [J*kg-1]
yzm1=0.6271;
yzm2=2.0663;
yzm3=0.9202;
yzm4=4.8678;
yzm5=1.4007;
% Celková měrná ztrátová energie [J*kg-1]

```



```
yz1 = yzl1+yzl2+yzm1;  
yz2 = yzl3+yzm5;  
yz3 = yzl4+yzm3;  
yz4 = yzm4;  
% Výstupní tlak [Pa]  
p12 = p1+(v1^2/2)*rho-(v2^2/2)*rho-yz1*rho;  
p2x = p12+(v2^2/2)*rho-(v3^2/2)*rho-yzm2*rho;  
p2 = p2x+(v3^2/2)*rho-(v6^2/2)*rho-yz2*rho  
p3 = p12+(v2^2/2)*rho-(v4^2/2)*rho-yz3*rho  
p4 = p12+(v2^2/2)*rho-(v5^2/2)*rho-yz4*rho
```