



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

OBJEMOVÉ ZTRÁTY

VOLUMETRIC LOSSES

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Petra Feldová

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Roman Klas, Ph.D.

BRNO 2016

Zadání bakalářské práce

Ústav: Energetický ústav
Studentka: **Petra Feldová**
Studijní program: Strojírenství
Studijní obor: Základy strojního inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. Roman Klas, Ph.D.**
Akademický rok: 2015/16

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 bakalářské práce:

Objemové ztráty

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Studium základních vztahů a modelů výpočtu objemových ztrát by mělo být doplněno ověřením platnosti těchto vztahů prostřednictvím numerické simulace. Zohledněny by měly být především případy mezikruhových spár soustředných i nesoustředných s uvážením vlivu rotace a dvou paralelních desek statických nebo pohybujících se.

Cíle bakalářské práce:

Studentka se prostřednictvím bakalářské práce naučí využívat CFD software, získá základní představu o některých problémech spojených s chodem a návrhem hydraulických strojů a osvojí si i hlavní znalosti z hydromechaniky a možnosti určování objemových ztrát.

Seznam literatury:

Bláha, J. - Brada, K.: Hydraulické stroje, Praha, 1992.

Šob, F.: Hydromechanika, Brno, 2002.

Peňáz, V. - Benža, D.: Tekutinové mechanismy, VUT v Brně, Brno, 1990.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2015/16

V Brně, dne

L. S.

doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.
ředitel ústavu

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

Abstrakt

Cílem této práce je vyhodnocení ztrátových průtoků těsníci spárami a posouzení vlivu expanzních komůrek různých tvarů, umísťujících se do nich za účelem snížení objemových ztrát. První část shrnuje teoretické poznatky o hydrogenerátorech, které nejvíce trpí na tyto ztráty. Jsou zde také popsána analytická řešení proudění ve spárách a možnosti využití simulačních programů jako je Fluent pro vyšetřování složitějších úloh. Výpočtová část obsahuje porovnání analyticky určených hodnot objemových průtoků pro proudění v hladké spáře s hodnotami získanými z programu Fluent. Díky těmto hodnotám je možné také posoudit vliv rotace na průtoky, neboť analytické vztahy tento vliv nepostihují. Pro snazší porovnání proudění v expanzních dutinách jsou dále vykresleny v jejich průřezu kontury statického tlaku, vektory rychlosti a proudnice.

Klíčová slova

Objemové ztráty, hydrogenerátory, expanzní dutiny, těsnící spáry, volumetrická účinnost, CFD analýza

Abstract

The main goal of this bachelor thesis is to evaluate the flow of sealing gaps and assess the impact of the expansion chambers of various shapes, placing them in order to reduce volumetric losses. The first section summarizes theoretical knowledge of pumps, which suffer the most from these losses. There are also described the analytic solutions of flow in the cracks and possible use of simulation programs, such as Fluent, for investigation of more difficult tasks. The computational part compares analytically determined values of the volume flow for smooth gap, with the values obtained from the program Fluent. Thanks to the values from this program is also possible to assess the effect of rotation on the flows. Analytical relationships do not include this impact. For easier comparison the flow in the expansion chambers are further drawn contours of the static pressure, velocity vectors and pathlines in their cross-section.

Keywords

Volumetric losses, pump, expansion chambers, sealing gaps, volumetric efficiency, CFD analysis

Bibliografická citace

FELDOVÁ, P. *Objemové ztráty*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016. 55 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Roman Klas Ph.D.

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci na téma Objemové ztráty vypracovala samostatně pod dohledem vedoucího bakalářské práce Ing. Romana Klase, Ph.D. s použitím odborné literatury a pramenů uvedených v seznamu.

V Brně dne 26. května 2016

.....
Petra Feldová

Poděkování

Děkuji tímto Ing. Romanu Klasovi, Ph.D. za projevenou trpělivost, ochotu vždy poradit a za cenné připomínky, které mi velmi pomohly při tvorbě bakalářské práce.

Obsah

Úvod	11
1 Místa vzniku objemových ztrát	12
2 Hydrogenerátory	13
2.1 Základní charakteristika.....	13
2.1.1 Účinnost	14
2.1.2 Regulace.....	14
2.2 Základní typy hydrogenerátorů.....	14
2.2.1 Zubové hydrogenerátory	14
2.2.2 Lamelové hydrogenerátory	15
2.2.3 Pístové hydrogenerátory	16
3 Ztráty v hydraulických zařízeních	17
3.1 Mechanické ztráty	17
3.2 Hydraulické ztráty.....	17
3.3 Průtokové ztráty	17
4 Objemové ztráty	19
4.1 Proudění	19
4.2 Měrná ztrátová energie	20
4.2.1 Určení koeficientu tření λ	22
4.3 Laminární proudění.....	23
4.3.1 Poiseuillovo proudění	23
4.3.2 Couettovo proudění.....	24
4.4 Parametry těsnící spáry	26
4.4.1 Expanzní dutiny	27
5 Simulační programy	29
5.1 ANSYS DesignModeler.....	29
5.2 ANSYS Meshing	29
5.3 ANSYS Fluent	30
5.3.1 Postup pro 3D úlohu stacionárního laminárního prouděním	30
6 Výpočet ztrátového průtoku spárou a porovnání proudění v	32
expanzních dutinách	32
6.1 Počáteční podmínky.....	32
6.2 Porovnání objemových průtoků.....	33

6.3 Porovnání průběhů statického tlaku hladkou spárou	36
6.4 Porovnání proudění v expanzních dutinách bez a s vlivem rotace	37
6.5 Proudění ve spáře tvaru konfuzoru	41
Závěr	43
Seznam použitých zdrojů	44
Seznam použitých symbolů a zkratk	46
Seznam obrázků	48
Seznam příloh.....	49

Úvod

Hydraulické stroje jsou nedílnou součástí našeho každodenního života už od nepaměti. Od chvíle, kdy člověk dokázal poprvé využít vlastností tekutin k vlastnímu prospěchu, stala se pro nás tato zařízení nepostradatelnými.

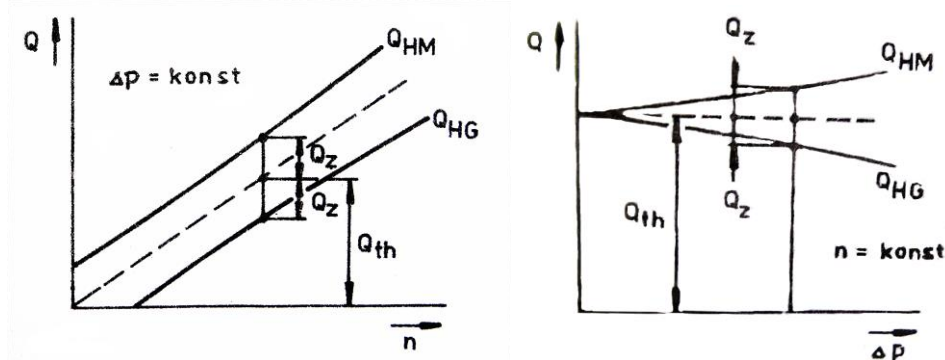
Základem činnosti hydraulických strojů jsou tekutinové mechanismy skládající se z prvků, jako jsou převodníky, ventily, rozvaděče nebo nádrže. Hydrostatické převodníky jsou zařízení převádějící tlakovou energii tekutiny na tuhé části a naopak. Jejich hlavními zástupci jsou hydromotory a hydrogenerátory. Při návrhu těchto zařízení je jedním z nejdůležitějších výpočtových parametrů účinnost. Pro získání její maximální hodnoty je potřeba nejdříve důkladně porozumět vlivům, které ji snižují. Jedním z těchto vlivů jsou objemové ztráty, které vznikají únikem tekutiny vůlí mezi statorem a rotorem. U hydromotorů je tento druh ztrát menší, na rozdíl od hydrogenerátorů, kde viditelně ovlivňuje průtokovou charakteristiku a snižuje tak celkový výkon. Tato práce je proto zaměřena především na objemové ztráty vznikající v hydrogenerátorech.

Proudění tekutiny ve spárách není vždy lehké popsat analytickými vztahy, proto se využívá různých simulačních programů k analýze a k výpočtu potřebných parametrů. Výhodou je možnost zadání nejrůznějších okrajových podmínek a relativně krátká doba výpočtu. Na druhou stranu, ale musí být uživatel schopen vyhodnotit získané výsledky a rozpoznat chybu.

1 Místa vzniku objemových ztrát

Tekutinové mechanismy jsou zařízení přenášející energii prostřednictvím kapalin a plynů mezi dvěma nebo i více místy v prostoru. Kromě toho umožňují také ovládat tok energie podle zadaných podmínek. Přenos energie se v tekutinových mechanismech zprostředkovává pomocí hydraulických, pneumatických a kombinovaných prvků [3]. Hydraulické prvky se dají dále rozdělit podle fyzikální podstaty práce na hydrostatické a hydrodynamické. V hydrostatických zařízeních se energie mění přímo na pracovním prvku stroje, jako je například píst. Tlak kapaliny je přitom hydrostatický a pracovní cyklus se periodicky mění. Naproti tomu v hydrodynamických strojích je energie přeměněna nepřímo přes kinetickou energii kapaliny, tlak je hydrodynamický a pracovní proces kontinuální. Vzhledem k odlišnému principu činnosti a vlastností těchto jednotek, jsou výkony hydrodynamických strojů neporovnatelně vyšší oproti hydrostatickým. Rozdíl je až ve stovkách megawatt, více v [1].

Hydraulické prvky se dají dále rozdělit podle funkce na převodníky, řídicí prvky, pomocné prvky a speciální prvky [2]. Převodníky jsou zařízení určená k přeměně energie mechanické na hydraulickou a naopak, řadí se mezi ně hydrogenerátory a hydromotory. Obě tyto zařízení pracují podle stejného fyzikálního principu, rozdíl je pouze ve směru přeměny mechanické a hydraulické energie [1]. Zbylé prvky zahrnují například rozvaděče, ventily, nádrže a akumulátory [2]. Tyto prvky, ale nejsou pro tuto práci klíčové, proto se jimi nebudu dále zabývat.



Obr. 1 Průtoková charakteristika hydrogenerátoru HG a hydromotoru HM [4]

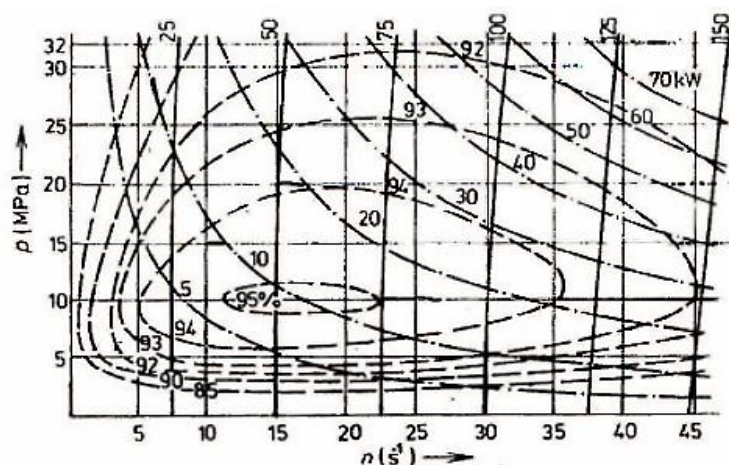
2 Hydrogenerátory

Hydrogenerátory jsou převodníky, které mění energii rotujícího hřídele na tlakovou energii kapaliny. Dalo by se říci, že pracují jako vysokotlaká hydrostatická čerpadla s rozdílem, že není důležité samotné přečerpávání kapaliny, ale generování tlaku kapaliny daného objemu. Vzhledem k jejich hydrostatické povaze je tlakové působení na výstupu vytvořeno, až připojením odporu jakým je například potrubí. Průtok hydrogenerátoru závisí na velikosti jeho pracovního prostoru a je nerovnoměrný. Nerovnoměrnost se snižuje s větším množstvím činných prvků, volených většinou v lichém počtu. Proudícím médiem se volí nejčastěji olej s relativně vysokou viskozitou, neboť je vhodný jak z hlediska mazání tak chlazení [3].

2.1 Základní charakteristika

Základními parametry hydrogenerátorů jsou tlak a průtok. Od nich se také odvíjí jejich základní charakteristika – průtoková (viz obr. 1). Jedná se o funkční závislost průtoku na tlaku, otáčkách a regulačním parametru. Regulační parametr φ je určen poměrem okamžitého geometrického objemu V a maximálního objemu V_{max} [2].

Teoretické charakteristiky mají většinou lineární průběh, jelikož neuvažujeme vliv průtokových, hydraulických a mechanických ztrát, které je zakřivují. Pro přehlednost se často využívá univerzální charakteristika nazývaná jako oblastní diagram (viz obr. 2), která vyjadřuje vzájemné závislosti parametrů převodníků. Kromě veličin jako jsou průtok, tlak či otáčky zde dále najdeme křivky konstantní celkové účinnosti a konstantního výkonu [4].



Obr. 2 Oblastní diagram [4]

2.1.1 Účinnost

Kvalita hydrogenerátorů je určena závislostí účinnosti na tlaku a otáčkách, přičemž se účinnost určuje experimentálně. Reálné podmínky práce hydrostatických převodníků se projeví v rozdílu skutečně dosažených parametrů od teoretických parametrů. Celkovou účinnost převodníků můžeme vyjádřit pomocí částečných účinností jako: [2]

$$\eta_c = \eta_Q \cdot \eta_P \cdot \quad (2.1)$$

η_c – celková účinnost

η_Q – průtoková účinnost

η_P – tlaková účinnost

2.1.2 Regulace

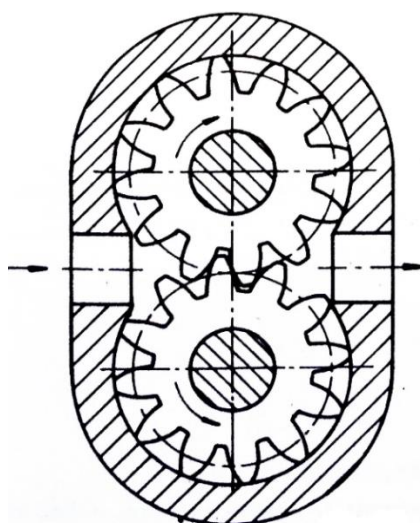
Pro ideální využití energie a získání požadovaného výkonu je nutné dokázat řídit základní parametry, kterými jsou tlak a průtok [2, s. 34]. Hydrogenerátory, které tuto funkci mají, se nazývají regulační. Tlakovou regulaci u hydrostatických hydrogenerátorů umožňují tlakové ventily, které se umísťují na výstup. Řízení průtoku se pak provádí změnou geometrického objemu. Ovládání této změny může být například ruční, mechanické nebo elektrohydraulické. Pokud se řízení realizuje přes servomechanismus, je nepřímé. Naopak, když se uskutečňuje automaticky přes kontrolu určitých parametrů je to řízení přímé [3].

2.2 Základní typy hydrogenerátorů

Při stejném principu práce všech hydrogenerátorů, se navzájem mezi sebou odlišují tvarem činné plochy a kinematiky jejich pohybu. Tudíž je vzhledem k prvkům, které vytvářejí geometrický objem, můžeme rozdělit na tři základní typy - zubové, lamelové a pístové [2]. Každý typ má přitom odlišné požadavky na čistotu kapalin, jinak snáší rázová zatížení a má různou hlukovou hladinu [1]. Proto musíme být při výběru hydrogenerátoru plně seznámeni se všemi jeho vlastnostmi.

2.2.1 Zubové hydrogenerátory

Zubové hydrogenerátory (viz obr. 3) patří k nejrozšířenějším druhům hydrogenerátorů s neměnným pracovním prostorem. Vděčí za to zejména svojí konstrukční nenáročností a spolehlivému provozu [2, s. 46]. Tyto hydrogenerátory se skládají ze dvou vzájemně zabírajících ozubených kol, která jsou umístěna ve vybrání tělesa. Podle typu ozubených kol je lze rozdělit na dvě skupiny a to s vnějším ozubením a s vnitřním ozubením. Pracovním prostorem jsou u tohoto typu zubové mezery, ve kterých je kapalina přemísťována směrem ze sacího otvoru do výtláčného. Vzhledem k vznikajícím vůlím mezi ozubenými koly, dochází k větším průtokovým ztrátám, a tak ke snížení účinnosti. Pro získání co nejvyššího objemového průtoku se tyto hydrogenerátory většinou zdvojují. Pro získání vyššího tlaku na výstupu se naopak řadí za sebe (sériově) více v [4, s. 45 – 48].

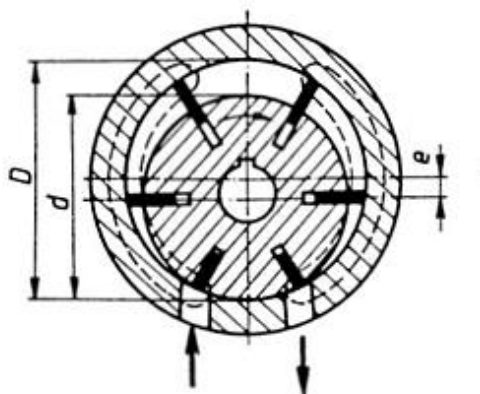


Obr. 3 Zubový hydrogenerátor [4]

2.2.2 Lamelové hydrogenerátory

Lamelové hydrogenerátory pracují na principu měnících se pracovních prostorů. Jejich základními částmi jsou stator a rotor s lamelami umístěnými v drážkách. Při rotaci se tyto lamely stále dotýkají vnitřní stěny statoru a vytvářejí tak řadu prostorů, ve kterých je přepravována tekutina. Stator má kruhové vybrání, ve kterém je umístěný s mírnou excentricitou e vůči jeho ose rotor. Změnou této excentricity můžeme ovlivňovat velikost i směr průtoku. Výhodou tohoto typu je tedy možnost regulace, dále pak nižší požadavky na čistotu kapaliny a nižší hluková hladina. S těmito vlastnostmi často nahrazují značně dražší pístové hydrogenerátory [3].

Podle místa uložení lamel můžeme tyto zařízení rozdělit na dva typy a to s lamelami vedenými ve statoru a s lamelami vedenými v rotoru (viz obr. 4). Existují také lamelové hydrogenerátory s vyváženým rotorem. Zde má vybrání statoru oválný tvar a tvoří tak dvě pracovní komory [4].

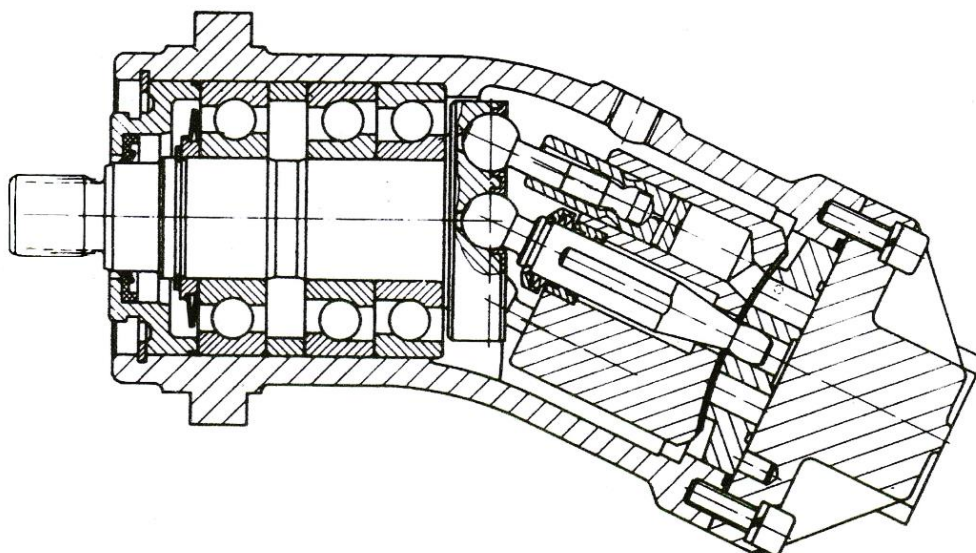


*Obr. 4 Lamelový hydrogenerátor
(e - excentricita, d - průměr rotoru, D - průměr statoru) [2]*

2.2.3 Pístové hydrogenerátory

Pístové hydrogenerátory patří v posledních letech k nejvíce využívaným a to díky tomu, že je možné jejich součásti vyrábět s velmi vysokou přesností. To zajišťuje jejich těsnost a menší třecí ztráty. Hlavním pracovním prvkem je píst, který koná přímočarý vratný pohyb ve válci [4, s. 53]. Velkou výhodou je možnost umístit píst do různých poloh. Existuje proto množství odlišných konstrukcí, které se liší rozvodem tekutiny a kinematikou pohybu pístů. Další výhodou je schopnost pracovat s vysokými tlaky - až 60 MPa [2].

Podle polohy pístů k ose rotace je možno rozdělit tyto hydrogenerátory na radiální, axiální a řadové [4, s. 53]. V současnosti se nejvíce využívá axiální uspořádání a to v provedení s nakloněnou deskou nebo s nakloněným blokem (viz obr. 5). Pokud úhel naklonění není konstantní, jedná se o hydrogenerátory regulační a regulace je prováděna právě změnou tohoto úhlu. Úhel desky se pohybuje mezi 15° až 18° a úhel bloku pístů může být až 28° . Jednou z mála nevýhod jsou, ale vysoké nároky na čistotu média, proto musí procházet pečlivou filtrací [2].



Obr. 5 Axiální pístový hydrogenerátor s nakloněným blokem [4]

3 Ztráty v hydraulických zařízeních

Hydraulická zařízení pracují v reálných podmínkách s vazkou stlačitelnou kapalinou, při nevyhnutelných provozních vůlích mezi pohyblivými a pevnými částmi. Dále vznikají odpory v ložiskách a ucpávkách. Tyto všechny faktory je nutné brát v úvahu při návrhu a konstrukci zařízení, neboť snižují celkový výkon a účinnost. Reálné podmínky se odrazí v rozdílu skutečných a teoretických výstupních parametrů. Při provozu bude potřeba větší kroučící moment a příkon při stejném rozdílu tlaků. Skutečný průtok se naopak zmenší. Tyto ztráty vzniklé v režimu za stálého tlakového spádu a průtoku můžeme rozdělit na mechanické, hydraulické a průtokové ztráty. Celková účinnost hydrogenerátoru η_C , která vyjadřuje hospodárnost přeměny energie ve stroji, pak bude dána součinem účinnosti mechanické η_m , hydraulické η_h a průtokové η_Q : [1], [3]

$$\eta_C = \eta_m \cdot \eta_h \cdot \eta_Q. \quad (3.1)$$

3.1 Mechanické ztráty

Ztráty způsobené především třením mechanických dílů stroje, například v ložiskách nebo mezi činnými prvky rotoru. Do jisté míry jsou, ale třecí ztráty žádoucí, neboť snižují objemové ztráty. Aby stroj překonal mechanický odpor, spotřebovává výkon P_m . Skutečný užitečný výkon P je pak dán součtem hydraulického výkonu P_h a mechanického P_m . Mechanická účinnost η_m hydrogenerátoru je tedy určena vztahem: [1, s. 122 - 123]

$$\eta_m = \frac{P_h}{P} = \frac{P_h}{P_h + P_m} = \frac{P - P_m}{P} = 1 - \frac{P_m}{P}. \quad (3.2)$$

3.2 Hydraulické ztráty

Tyto ztráty vznikají při proudění viskózní kapaliny a dělí se na třecí a místní. V důsledku těchto ztrát musí hydrogenerátor vyvinout větší energii, než odpovídá rozdílu mezi sacím a výtláčným ventilem. Jelikož jsou tyto ztráty vzhledem k mechanickým a objemovým ztrátám zanedbatelné, někdy se zahrnují k mechanickým a tím vznikají mechanicko-hydraulické ztráty tzv. tlakové. Pro hydrogenerátor je pak dána hydraulická účinnost poměrem energie na hrdlech Y_{SV} k energii naměřené v činném prostoru Y_i : [1, s. 121]

$$\eta_h = \frac{Y_{SV}}{Y_i}. \quad (3.3)$$

3.3 Průtokové ztráty

Průtokové ztráty nastávají vlivem nedostatečného plnění pracovního prostoru, stlačitelností kapaliny a v důsledku netěsností mezi pracovními prvky stroje. Skutečný průtok Q se bude lišit od teoretického Q_t o ztrátový průtok Q_z . Všeobecně tedy můžeme pro hydrogenerátor uvést vztah: [7, s. 49]

$$Q = Q_t - Q_z. \quad (3.4)$$

Ztrátový průtok se dá dále rozepsat jako součet jednotlivých parciálních ztrát: [7, s. 49]

$$Q_z = Q_{z1} + Q_{z2} + Q_{z3} \quad (3.5)$$

Q_{z1} - ztráty vzniklé nedostatečným plněním pracovního prostoru

Q_{z2} - ztráty vzniklé stlačitelností kapaliny

Q_{z3} - ztráty vzniklé vůlemi mezi pracovními prvky

Z energetického hlediska, ale není úplně správné ztráty vzniklé stlačitelností kapaliny a nedostatečným plněním označovat za ztráty. V prvním případě můžeme energii akumulovanou v kapalině dále využít a v druhém případě o ztrátový průtok klesne také průtok na vstupu, takže se v podstatě jen zmenší pracovní prostor. Ve skutečnosti, ale hydrogenerátor dodává menší průtok, proto tyto ztráty musíme brát v úvahu.

Průtokovou účinnost můžeme vyjádřit jako poměr skutečného a teoretického průtoku: [7]

$$\eta_Q = \frac{Q}{Q_t} = \frac{Q_t - Q_z}{Q_t} = 1 - \frac{Q_z}{Q_t} \quad (3.6)$$

4 Objemové ztráty

Jak již bylo uvedeno, tyto ztráty vznikají únikem kapaliny pracovními mezerami mezi pohyblivými a pevnými částmi stroje. U hydrogenerátorů existuje hned několik míst, kde k těmto ztrátám dochází. Je to zejména: [13]

- v těsnících kruzích,
- ve škrťících pouzdrech oddělujících prostory s rozdílnými tlaky,
- v ucpávkách,
- mezi tělesem a lopatkami oběžného kola,
- kolem lopatek u čerpadel s otevřeným kolem,
- ve vyrovnávacím zařízení axiálního tahu,
- mezi dvěma sousedními stupni u vícestupňového čerpadla,
- u jakéhokoli odběrového místa, používajícího se k chlazení ložiska nebo ucpávky.

Pro správné fungování hydraulických prvků jsou však tyto mezery nezbytné, můžeme je, ale ovlivnit správnou volbou uložení a tolerancí vzájemně se pohybujících prvků. Proto jsou kladeny přísné požadavky na lícování dotýkajících se částí [5, s. 28]. I když jsou tyto vůle v řádech tisícín milimetrů, dochází k prosakování tekutiny z místa vyššího tlaku do oblasti nižšího tlaku. Část tekutiny přeteče zpět přes tzv. svodový odpor. Ztrátový průtok se dá tedy představit jako součet jednotlivých ztrátových průtoků systémem složeným ze sériově a paralelně zapojených odporů. Přes tyto odpory může kapalina proudit laminárně nebo turbulentně [3], [13].

4.1 Proudění

Pro popis proudění v těsnících spárách je dobré nejdříve charakterizovat způsoby pohybu tekutiny v obecných pracovních mezerách. Kdybychom uvažovali ideální tekutinu, měla by v každém místě průřezu stejnou rychlost. Reálná kapalina vlivem tření ulpívá na povrchu stěny potrubí a má proto v tomto místě nižší rychlost než ve středu proudění [11]. Dále je velmi důležitý rychlostní profil, jehož tvar má vliv na velikost a průběh smykového napětí. Smykové napětí dále ovlivňuje tlakové a třecí ztráty a tím celkovou účinnost [10, s. 106].

Obecně platí, že v trubici mohou nastat dva režimy proudění a to laminární nebo turbulentní. Který režim vznikne, je možné určit podle velikosti bezrozměrného Reynoldsova čísla Re daného vztahem:

$$Re = \frac{v \cdot D_h}{\nu} . \quad (4.1)$$

v – střední rychlost v profilu

ν – součinitel kinematické viskozity

D_h – charakteristický rozměr průtočného profilu

Pokud je Re menší než jeho kritická hodnota Re_K jedná se o proudění laminární. Velikost kritické hodnoty se může lišit, nejčastěji však počítáme s hodnotou $Re_K = 2320$ [11].

Pro případ hladké spáry má výpočet Reynoldsova čísla tvar:

$$Re = \frac{v \cdot 2 \cdot s \cdot \rho}{\eta}. \quad (4.2)$$

s – výška spáry

ρ – hustota

η – součinitel dynamické viskozity¹

Jestliže v trubici dochází k laminárnímu proudění, je možné řešit jednoduché i složitější úlohy analyticky. Problém nastává při řešení turbulentního proudění, u kterého není tento způsob určení možný. Zejména proto, že nejsme schopni určit turbulentní viskozitu. Dalším problémem je také vytváření přechodového proudění před turbulentním a s ním související vznik Taylorových a Stuartových vírů [8].

4.2 Měrná ztrátová energie

Při výpočtu proudění reálné tekutiny ve spárách je pro nás důležité z energetického hlediska vyjádřit přeměnu mechanické energie. To lze učinit pomocí Bernoulliovy rovnice pro stacionární proudění reálné kapaliny: [11, s. 73]

$$\frac{p_1}{\rho} + \frac{v_1^2}{2} + g \cdot z_1 = \frac{p_2}{\rho} + \frac{v_2^2}{2} + g \cdot z_2 + Y_Z. \quad (4.3)$$

$\frac{p_1}{\rho}$ – tlaková měrná energie

$\frac{v_1^2}{2}$ – kinetická měrná energie

$g \cdot z_1$ – potenciální měrná energie

Y_Z – ztrátová měrná energie

Konkrétně nás zajímá jen jedna její složka a to ztrátová měrná energie Y_Z vyjadřující hydraulické odpory při proudění. Tato ztrátová energie se dá dále rozdělit na ztráty třením po délce a místní – singulární ztráty. Při výpočtu obou těchto úbytků můžeme vyjít z Weisbachova vztahu daným pro ztráty třením po délce:

$$Y_{Zt} = \xi_t \cdot \frac{v^2}{2} = \lambda \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{v^2}{2}, \quad (4.4)$$

a místní ztráty: [11]

$$Y_{Zm} = \xi_m \cdot \frac{v^2}{2}. \quad (4.5)$$

¹ $\nu = \frac{\eta}{\rho}$

Obecně lze měrou ztrátovou energii zapsat jako:

$$Y_Z = (\sum \xi_m + \sum \xi_m) \cdot \frac{v^2}{2} = \xi_C \cdot \frac{v^2}{2}. \quad (4.6)$$

Člen ξ_C se nazývá celkový ztrátový součinitel tření. Pro naši úlohu ho můžeme vyjádřit dosazením obecného vztahu pro ztrátovou energii (4.6) do Bernoulliovy rovnice (4.3). Za předpokladu stejných rychlostí na vstupu a výstupu ze spáry a stejné polohové výšky můžeme napsat:

$$\xi_C = \frac{(p_1 - p_2)}{\rho} \cdot \frac{2}{v^2}. \quad (4.7)$$

Pokud bychom chtěli vyjádřit přímo tlakovou ztrátu p_z nebo ztrátovou výšku H_z , lze je odvodit vyjádřením Y_Z jako funkce tlaku nebo polohy (4.8) z Bernoulliovy rovnice. Dosazením do Weisbachova vztahu potom získáme pro tlakovou ztrátu vzorec (4.9) a ztrátovou výšku vzorec (4.10) [11].

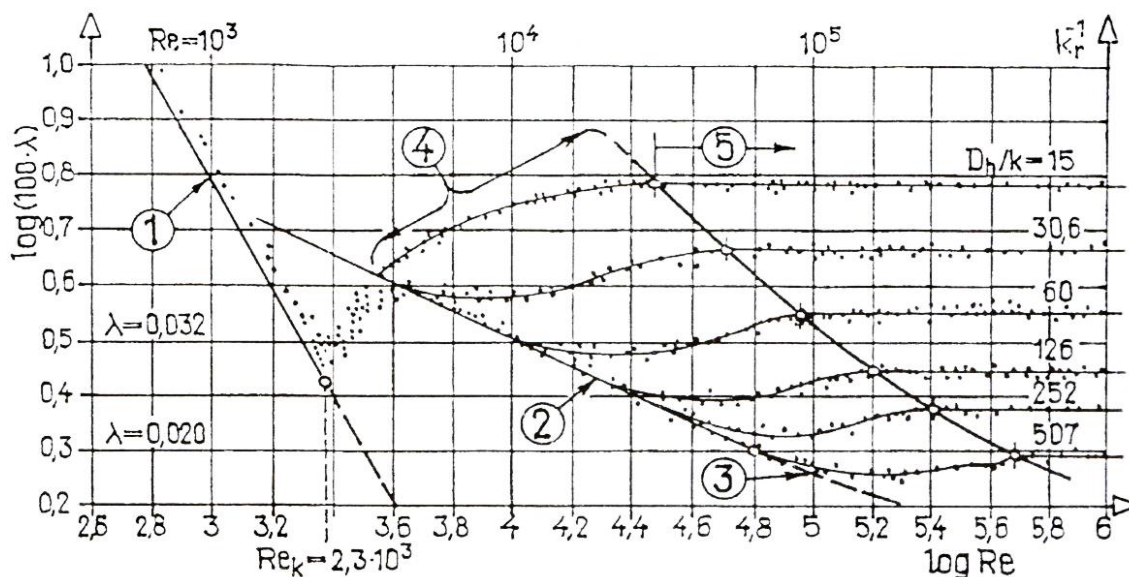
$$Y_Z = \frac{p_z}{\rho} = g \cdot H_z \quad (4.8)$$

$$p_z = \rho \cdot \lambda \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{v^2}{2} \quad (4.9)$$

$$H_z = \lambda \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{v^2}{2g} \quad (4.10)$$

Jak je ze vztahu (4.4) vidět u ztrát třením po délce, je jejich hodnota závislá na koeficientu tření λ . Tento koeficient v závislosti na Reynoldsově čísle Re a relativní drsnosti potrubí k_r určuje, jaký režim proudění v potrubí nastává.

Závislostí těchto veličin se v minulém století zabýval německý fyzik J. Nikuradse a zavedl takzvaný Nikuradseho diagram (viz obr. 6), který vymezuje oblasti vzniku režimů laminárního a turbulentního proudění [11].



Obr. 6 Nikuradseho diagram [11]

- Oblast laminárního proudění – tato oblast je vymezena kritickou hodnotou Reynoldsova čísla $=2320$. Pro koeficient tření v této části platí, že je závislý pouze na Re . V diagramu je znázorněn přímkou číslo 1.
- Oblast turbulentního proudění – po překročení kritické hodnoty Re_K se mění způsob proudění. Podle Nikuradseho se dá toto proudění rozdělit na další tři režimy dle závislosti λ na Re a k_r .

1. režim turbulentního proudění – v hydraulicky hladkém potrubí, kde je koeficient tření závislý pouze na Re . V diagramu je vyjádřen křivkou č. 2 a č. 3. [$\lambda=f(Re)$]

2. režim turbulentního proudění – v přechodové oblasti, zde závisí tření jak na Re tak na k_r . Křivka č. 4. [$\lambda=f(Re; k_r)$]

3. režim turbulentního proudění – v hydraulicky drsném potrubí, kde je tření závislé pouze na k_r . Křivka č. 5. [$\lambda=f(k_r)$]

Kromě Nikuradseho diagramu existuje ještě jeden velmi podobný diagram nazývaný Moodyho. Tento diagram nebyl jako Nikuradseho určen na základě uměle vytvořené drsnosti potrubí, a proto se liší v přechodové oblasti, která více odpovídá realitě. V praxi se využívá častěji [11].

Vedle předchozích diagramů lze využít pro určení oblasti proudění také kriterijní diagram, který pracuje s Reynoldsovým číslem a relativní drsností potrubí. Využívá se, ale jen pro turbulentní proudění, neboť při laminárním nemá drsnost vliv na tlakové ztráty [11].

4.2.1 Určení koeficientu tření λ

Koeficient tření λ vyjadřuje přeměnu mechanické energie na teplo. Velikost jeho hodnoty závisí na režimu proudění a tudíž na Reynoldsově čísle a poměrné drsnosti. Pro laminární izotermické proudění v kruhovém potrubí využíváme Hagen-Poiseuillův vztah:

$$\lambda = \frac{64}{Re} . \quad (4.11)$$

U turbulentního proudění existuje díky více režimům hned několik různých vztahů pro určení tohoto koeficientu, například podle: [11]

Konakova pro 1. režim turbulentního proudění:

$$\lambda = \frac{1}{(1,8 \cdot \log Re - 1,5)^2} , \quad (4.12)$$

Altšula pro 2. režim turbulentního proudění:

$$\lambda = \left[-1,8 \cdot \log \left(\frac{k_r}{10} + \frac{7}{Re} \right) \right]^{-2} , \quad (4.13)$$

Nikuradse pro 3. režim turbulentního proudění:

$$\lambda = \left[1,14 + 2 \cdot \log \left(\frac{1}{k_r} \right) \right]^{-2} . \quad (4.14)$$

Dále existuje implicitní vztah podle White-Colebrooka, který po několika iteracích určí hodnotu λ s dostatečnou přesností [12, s. 19]

$$\lambda = -2 \cdot \log \left(\frac{k_r}{3,7} + \frac{2,52}{Re \cdot \sqrt{\lambda}} \right). \quad (4.15)$$

Za zmínku stojí také trochu jiný vztah vyjadřující koeficient tření jako f a to podle Fanninga²: [9, s. 12]

$$f = 5,5 \cdot 10^{-3} \cdot \left[1 + \left(\frac{2 \cdot 10^4 e}{D_h} + \frac{10^6}{Re_z} \right)^{\frac{1}{3}} \right]. \quad (4.16)$$

4.3 Laminární proudění

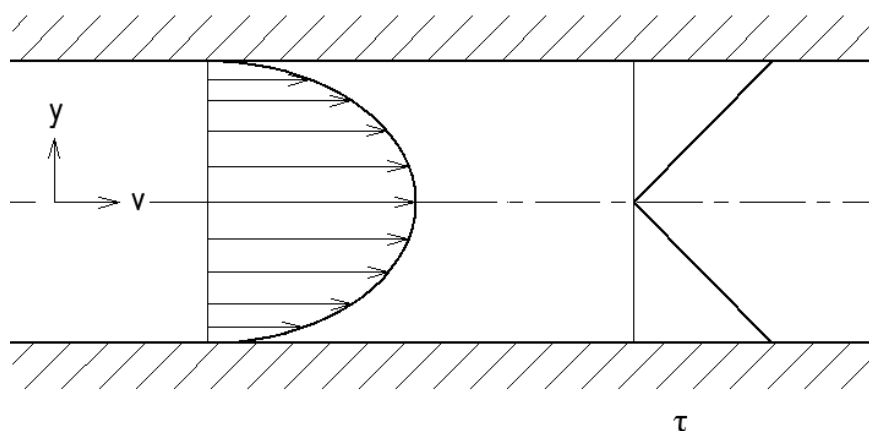
Laminární proudění je charakteristické rovnoběžnými proudnicemi, které se nemísí. Částice tekutiny se pohybují v rovinách – „lamelách“ a navzájem se nepřemísťují mezi těmito lamelami. Při 1D proudění jsme schopni určit rychlostní profil, ten má tvar rotačního paraboloidu. V praxi se tento režim příliš nevyskytuje, většinou se jedná o proudění s menšími rychlostmi a větší viskozitou tekutiny, jako je tomu například v ložiskách, mezerách a těsnících spárách. Pro tuto práci je laminární proudění velmi důležité, neboť jeho základní vztahy využijeme při řešení radiálních a axiálních těsnících spárách [11].

Podle síly, která vytváří proudění, lze dále určit dva základní případy proudění v obdélníkové mezeře a to Poiseuillovo a Couettovo [8].

4.3.1 Poiseuillovo proudění

U tohoto typu proudění je tekutina uvedena do pohybu tlakovou diferencí mezi vstupem a výstupem z mezery. Rychlostní profil má stejný tvar jako u běžného laminárního proudění - parabolický. Průběh smykového napětí v průřezu lze určit z Newtonova vztahu (4.17), je symetrický k střední ose (viz obr. 7)[8].

$$\tau = \mu \frac{dv}{dy} \quad (4.17)$$



Obr. 7 Poiseuillovo proudění – rychlostní profil a průběh smykového napětí

² Přitom $f = \frac{\lambda}{4}$

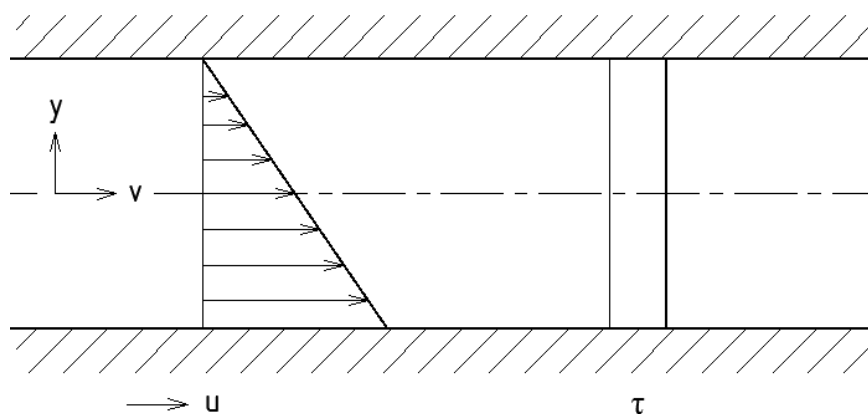
Průtokové ztráty touto obdélníkovou mezerou jsou určeny vztahem: [5, s. 29]

$$Q_1 = \frac{b \cdot s^3}{12 \cdot \eta \cdot l} \cdot (p_1 - p_2), \quad (4.18)$$

kde b je šířka spáry a s její výška.

4.3.2 Couettovo proudění

Při Couettově proudění se jeden z prvků pohybuje a v důsledku uplatnění tečných napětí mezi povrchem a vrstvami tekutiny, dochází k proudění ve směru pohybujícího se prvku. Rychlostní profil má lineární průběh a z důvodu ulpívání tekutiny na povrchu je jeho maximum u pohybující se stěny. Co se týče průběhu smykového napětí, vychází opět z Newtonova vztahu a protože je gradient rychlosti konstantní je konstantní i smykové napětí (viz obr. 8) [5].



Obr. 8 Couettovo proudění – rychlostní profil a průběh smykového napětí

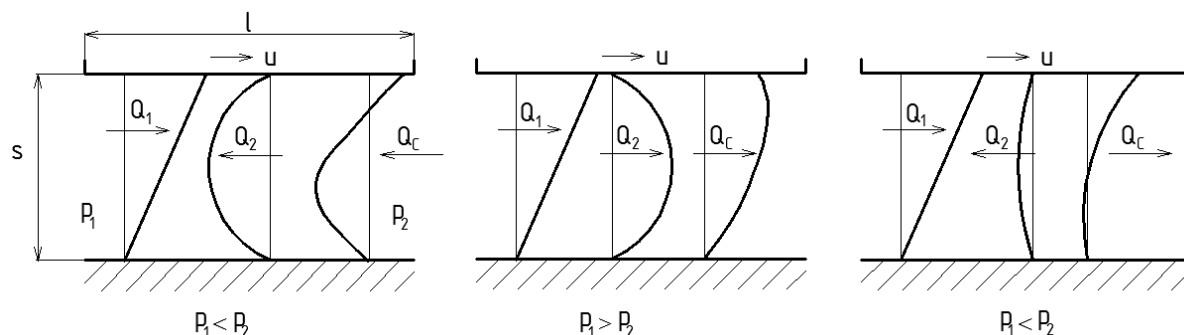
Průtok lze vyjádřit pomocí relativní rychlosti u pohybu desky a rozměrů mezery jako: [8]

$$Q_2 = \frac{u}{2} \cdot s \cdot b. \quad (4.19)$$

$\frac{u}{2}$ – střední rychlost proudění kapaliny

Ve skutečnosti k tomuto proudění dochází velmi málo, neboť vychází z předpokladu, že hydraulický stroj pracuje bez využití tlaku kapaliny. Ojediněle k takovému proudění může dojít při chodu čerpadla s nulovým tlakovým spádem. Většinou, ale dochází ke kombinacím předešlých dvou případů. To znamená, že proudění je vyvoláno rozdílem tlaků a zároveň se jedna deska pohybuje relativní rychlostí u vzhledem k druhé desce. Vlivem této kombinace dochází k dodatečnému proudění tekutiny [5].

Jelikož se směr tlakového spádu a směr pohybu desky mohou lišit, existují různé průběhy rychlostí tekutiny. Na obr. 9 jsou vyobrazeny některé možné varianty.

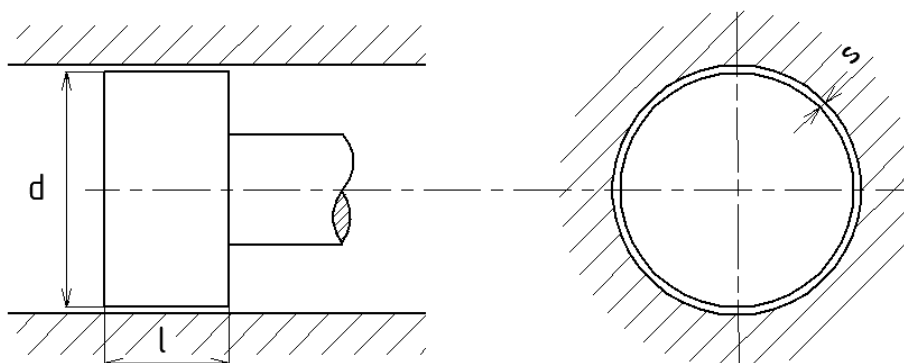


Obr. 9 Směry proudění ve štěrbině [5]

Celkový ztrátový průtok Q_c tedy bude záležet na směru partiálních průtoků Q_1 a Q_2 a určen vztahem:[5]

$$Q_c = Q_1 + Q_2 . \quad (4.20)$$

Jako další důležitý případ laminárního proudění lze uvést proudění v mezikruhovité spáře (viz obr. 10) vyvolané tlakovým spádem v osovém směru nebo posunem jedno z těles.



Obr. 10 Mezikruhovítá spára [5]

Při výpočtech těchto prstencových spár můžeme vycházet ze vztahů pro plochou štěrbinu s nahrazením $b = \pi d$. Protože je většinou výška spáry vzhledem k průměru velmi malá můžeme si tuto úpravu dovolit. Pro uniklé množství tekutiny vlivem tlakového spádu tedy lze zapsat:

$$Q_1 = \frac{\pi \cdot d \cdot s^3}{12 \cdot \eta \cdot l} \cdot (p_1 - p_2) , \quad (4.21)$$

a vlivem posunu jednoho z těles:

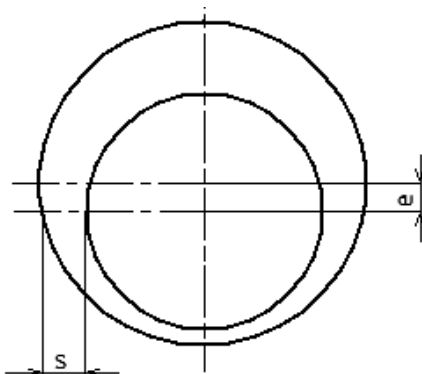
$$Q_2 = \frac{\pi \cdot d \cdot s}{2} \cdot v . \quad (4.22)$$

Pro celkový ztrátový průtok prstencovou štěrbinou platí stejné odvození jako u ploché spáry [5].

V souvislosti s tímto druhem spáry je také dobré uvést případ, kdy je vnitřní těleso vůči vnějšímu uloženo s jistou poměrnou excentricitou ε (viz obr. 11), vyjadřující poměr velikosti posunutí osy vnitřního tělesa e k výšce s . Uniklé množství kapaliny při tlakové diferenci je pak dáno vztahem:

$$Q_1 = \frac{\pi \cdot d \cdot s^3}{12 \cdot \eta \cdot l} \cdot (p_1 - p_2) \cdot \left(1 + \frac{3}{2} \cdot \varepsilon^2\right). \quad (4.23)$$

Ze vztahu je vidět, že při maximální výstřednosti tj. když $\varepsilon = 1$ se objemové ztráty zvětší až 2,5 krát [5].



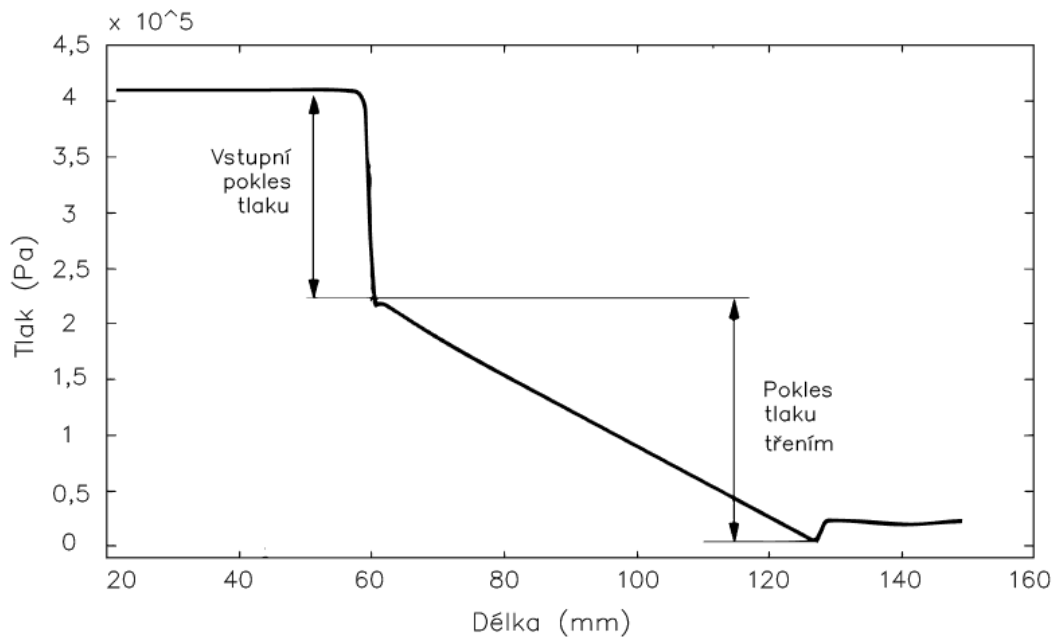
Obr. 11 Mezikruhová spára s excentricitou (e – excentricita, s – výška mezery) [5]

Jako zajímavost související s excentricitou by se dal uvést takzvaný Lomakinův jev. Ruský vědec Lomakin kolem roku 1958 dokumentoval samovystředující schopnost vysokotlakých těsnění při axiálním proudění. Dospěl k závěru, že v obvodovém směru působí radiální síla, která způsobuje snižování excentricity mezi statorem a rotorem. Tuto sílu lze vyjádřit aplikací Bernoulliovy rovnice. Pro kluzná ložiska je však tento jev nevyužitelný, neboť mají malé axiální proudění a je tak zanedbatelný [9].

4.4 Parametry těsnící spáry

Při určování průtoku těsnící spárou, hraje velký význam její geometrie a povrchová úprava. S povrchovou úpravou souvisí koeficient tření, který již byl dříve popsán. Nyní se proto zaměříme na rozměry spáry a využití takzvaných expanzních komůrek, které snižují objemové ztráty vlivem tlakových ztrát, které v nich vznikají.

Ze vztahů získaných pro Couettovo a Poiseuillovo proudění vyplývá, že má délka spáry vliv jen při proudění vyvolaném tlakovou diferencí. Čím větší je, tím menší jsou objemové ztráty. Se zvětšující se délkou spáry, ale také narůstá velikost celého zařízení a spotřebovává se více energie na provoz. Proto je potřeba volit optimální rozměr vzhledem k celému zařízení. Příklad průběhu tlaku v závislosti na délce spáry je na obr. 12.



Obr. 12 Průběh tlaku ve spáře v závislosti na její délce [9]

S výškou těsnicí spáry je to podobné jako s délkou. Ze vztahů je patrné, že nejvýhodnější je co nejmenší rozměr. Zde ale musíme být obezřetní, neboť vůle mezi prvky mají svoje odůvodnění. Pokud bychom zmenšili výšku spáry pod určitou hranici, mohlo by při provozu dojít ke kontaktu pohyblivých a pevných částí a k zadření celého zařízení.

4.4.1 Expanzní dutiny

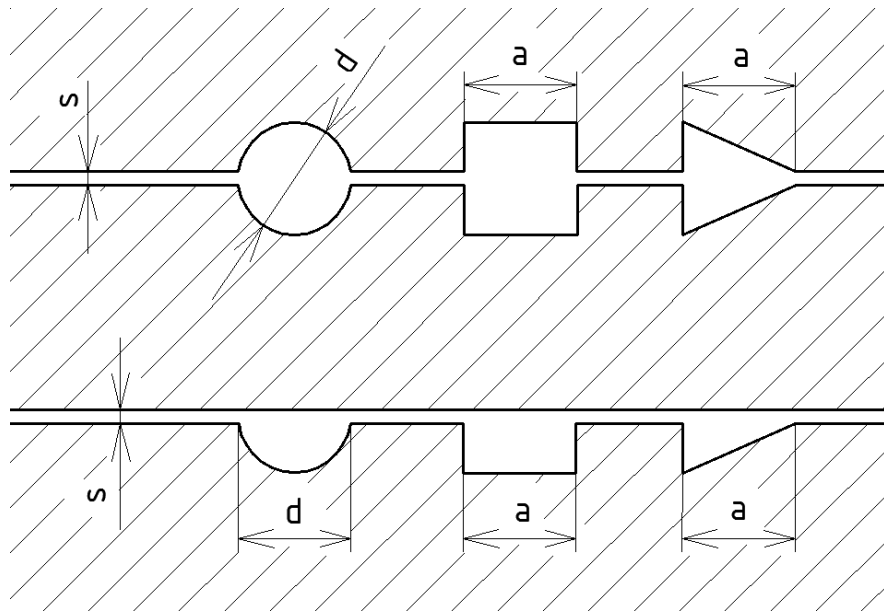
Při návrhu radiálních těsnících spár se často uplatňují také malé dutiny různých tvarů (viz obr. 13) umístěující se do cesty proudění. V těchto expanzních komůrkách dochází ke snížení tlaku a odlišnému způsobu proudění tekutiny. Výsledkem je snížení objemových ztrát a zvýšení účinnosti. Pokud bychom chtěli vyjádřit vliv množství těchto komůrek, lze to udělat dosazením výtokové rychlosti proudění (4.24), vyjádřené z Bernoulliovy rovnice³ do vzorce pro výpočet ztrátového průtoku spárou. Dostaneme tak vztah (4.25), kde μ je označován jako výtokový součinitel, vyjadřující vliv rozměrů spáry a počtu komůrek i [13, s. 276].

$$v_2 = \sqrt{2 \cdot \left(\frac{p_2 - p_1}{\rho} - Y_z \right)} \quad (4.24)$$

$$Q_z = \mu \cdot \pi \cdot d \cdot s \cdot \sqrt{2 \frac{(p_2 - p_1)}{\rho}} \quad (4.25)$$

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{\lambda \cdot \frac{L}{2 \cdot b} + 1,5 + 1,1 \cdot i}} \quad (4.26)$$

³ S uvažováním nulových polohových výšek z_1 , z_2 a nulové počáteční rychlosti v_1



Obr. 13 Tvary expanzních dutin

5 Simulační programy

5.1 ANSYS DesignModeler

Pokud potřebujeme analyzovat proudění tekutiny nebo řešit úlohy v oblasti strukturální mechaniky, je prvním krokem vytvoření dané geometrie. K tomuto účelu slouží program DesignModeler zhotovující 2D a 3D geometrii, následně používanou pro CFD⁴ a FEA⁵ analýzu. Pro CFD simulaci jsou vyráběny zejména modely průtočných profilů a je možnost přidat také pevné těleso (například stěnu) pro výpočet vedení tepla materiálem [14]. Výhodou tohoto programu je možnost vložení již hotového CAD modelu a jeho následná úprava. Co se týče rozhraní je tento software plně začleněn do uživatelsky příjemného prostředí Ansys Workbench, kde je možné kombinovat různé druhy simulací a vytvářet tak komplexní analýzy, více v [15].

Pro zhotovení geometrie (pokud již není vložena) existují dva hlavní režimy a to 2D Sketchig a 3D Modeling. Režim Sketching obsahuje pět základních nástrojových panelů pro tvorbu skici a její úpravu. Tyto panely dále zahrnují funkce, pomocí kterých lze vytvořit vazby, zakótovat či jinak upravit náčrt. Dále režim umožňuje vybrat rovinu umístění skici v kartézském souřadném systému nebo nastavit jednotky, ve kterých se bude kreslit. Výhodou je možnost vytvoření více skic v různých rovinách a snadné přecházení mezi nimi díky stromu příkazů, který obsahuje všechny provedené operace i ze sekce Modeling. Když je náčrt hotový můžeme využít některou z funkcí druhého režimu a pomocí rotace nebo vysunutí vytvořit potřebný model. Při jeho tvorbě se zobrazí dialogové okno s detaily operace a je tak možné nastavit všechny parametry. Mezi další zajímavé funkce patří možnost modelování sestavy nebo vytváření střední roviny z plného tělesa.

5.2 ANSYS Meshing

Mezi vytvořením geometrie a samotou analýzou, je potřeba těleso rozdělit na určitý počet menších oblastí a vytvořit tak síť, přes kterou bude možné například metodou konečných prvků nebo objemů řešit danou úlohu. Jedním z programů vytvářející takovou síť a sdružující síťovací nástroje je ANSYS Meshing. Tento síťovací program zajišťuje generování 2D a 3D hybridních sítí na importovaných geometriích a umožňuje jejich následnou úpravu. Podle typu prováděné analýzy lze zvolit druh meshingu a tím techniku vytváření a napojování jednotlivých buněk. Pokud budeme zkoumat proudění, můžeme ještě před importem tělesa změnit vlastnost ze *Solid* na *Fluid*. Program pak rozpozná, že se bude provádět CFD analýza a rovnou sám upraví nastavení generátoru sítí. Pro 2D geometrii program využívá trojúhelníkové a čtyřúhelníkové buňky, pro 3D geometrii zase čtyřstěnné, pětistěnné a šestistěnné buňky. Velkou výhodou je možnost lokálního nastavení sítě, například zjemnění na hranách nebo plochách. Dále lze například omezit maximální velikost použitých elementů a pro síťování sestav nastavit odlišné síť jednotlivých těles. Po vygenerování sítě a provedení analýzy se jednotlivé buňky vykreslí odlišným barvami podle velikosti zkoumané veličiny, lze tak snadno rozeznat extrémy [16].

⁴ CFD (Computational Fluid Dynamics) - matematicko-fyzikální numerické řešení proudění tekutin [14]

⁵ FEA (Finite Element Analysis) - analýza která využívá k výpočtu metodu konečných prvků. Uplatňuje se zejména v oblasti strukturálních a teplotních simulacích [14]

5.3 ANSYS Fluent

Při výpočtu proudění spárami nejsme schopni běžnými výpočtovými vztahy detailně analyzovat a znázornit proudění. Je proto potřeba využít simulačního programu, jakým je například ANSYS Fluent a numericky nasimulovat daný fyzikální jev. Tento software stejně jako podobný program CFX⁶ se využívá především pro CFD simulace. Fyzikálním modelem může být například proudění laminární, turbulentní, stacionární, nestacionární nebo přechodové. Dále proudění stlačitelné a nestlačitelné tekutiny, proudění s pevnými částicemi nebo bublinami atd. Kromě proudění tekutin v něm lze modelovat také sdílení tepla a jednoduché chemické reakce. S ohledem na to, zda se jedná o proudění rovinné dvourozměrné, trojrozměrné nebo časově závislé, jsme schopni tyto jevy dále popsat soustavou parciálních diferenciálních rovnic, kterou je nutné řešit numerickými metodami. Program Fluent využívá k výpočtu metodu konečných objemů⁷. Z volby tvaru těchto objemů dále vyplývá volba hustoty sítě, typ aproximačního schématu a velikost časového kroku⁸[18].

Úlohou uživatele je tedy sestavení platného výpočtového modelu, to zahrnuje například vložení údajů o geometrii, správné určení působení vnějších sil a charakteristiku dané tekutiny. Obecně musí uživatel vložit platná vstupní data, a dále průběžně kontrolovat výpočty. Pro správné vyhodnocení výsledků je potřeba, aby měl uživatel znalosti z hydromechaniky, numerických metod a dalších vědních disciplín, alespoň na takové úrovni, aby byl schopen vyhodnotit, zda jsou získaná data správná a nedošlo k chybě [18]. Nejlepším ověřením je porovnání výsledků s experimentem, ten však často nelze provést nebo je příliš nákladný.

5.3.1 Postup pro 3D úlohu stacionárního laminárního prouděním

Prvním krokem je vytvoření geometrie dané úlohy. Dříve se tato část, zároveň s vytvořením sítě, prováděla v programu GAMBIT. Dnes můžeme geometrii vytvořit přímo v programu DesignModeler nebo ji exportovat již hotovou z programu CAD. Dále následuje tvorba sítě neboli meshing. V programu je možno nadefinovat velikost i tvar jednotlivých prvků, popřípadě provést zjemnění sítě jen v určitém místě, pro dosažení přesnějších výsledků. Při volbě velikosti prvků je dobré myslet na to, že čím jemnější síť bude, tím déle ji bude software zpracovávat. Doba výpočtu se tak může pohybovat až v rámci hodin nebo dokonce dnů. Když je síť hotová je možno zadat okrajové podmínky (*Boundary Coditions*). Na plochách, kterými tekutina vstupuje a vystupuje z modelu, jsou to například vstupní rychlost (*velocity inlet*), vstupní tlak (*pressure inlet*), výstupní tlak (*pressure outlet*) nebo teplota (*temperature*). Dále lze určit okrajové podmínky na zbylých stěnách (*wall*), těmi mohou být prostup tepla (*heat transfer*) nebo třeba drsnost (*rough*). Kromě okrajových podmínek existují ještě podmínky definující buňky v určité oblasti sítě (*Cell Zone Condition*). Například porézní materiál (*Porous Zone*) nebo buňky účastníci se rotace (*Frame Motion*). Dalším krokem je definování prostředí softwaru, které zahrnuje: [17]

⁶ CFX – program společnosti Ansys využívaný k CFD simulaci. Výhodou oproti Fluentu jsou nástroje pro výpočty točivých strojů například turbin, kompresorů nebo ventilátorů [14]

⁷ Metoda konečných objemů – řešená oblast je rozdělena na konečný počet kontrolních objemů pomocí sítě. Základními tvary buněk jsou čtyřstěn, jehlan, šestistěn a pětistěn.

⁸ Pokud jsou veličiny časově závislé

- Definice základních parametrů řešiče – zda se jedná o 2D nebo 3D úlohu, symetrickou nebo časově závislou.
- Definice matematického modelu – model laminárního nebo turbulentního proudění. Pro toto určení je nutné vypočítat hodnotu Reynoldsova čísla.
- Definice proudící tekutiny – vložení vlastností tekutiny jako je hustota nebo viskozita. Je také možno pracovat i s pevnou látkou nebo směsí.
- Definice operačních podmínek – operační tlak a gravitační zrychlení.
- Iniciale výpočetní oblasti – definování velikosti tlaku a složek rychlosti v celé oblasti. Důležitým sledovaným parametrem jsou rezidua, která vyjadřují chybu výpočtu. Dále lze určit kritérium konvergence. Pokud reziduum po několika iteračních krocích klesá, znamená to konvergentní řešení úlohy.

Po definování všech parametrů následuje samotný numerický výpočet. Před jeho spuštěním je dobré soubor uložit. Program Fluent pracuje se dvěma formáty a to *.cad*, pokud se jedná o data s nastavením modelu a nebo *.dat*, pokud se jedná o výsledná data. Pro konečné vyhodnocení simulace se definují řezy, které vykreslí průběh potřebných veličin jako vektorové pole nebo izočáry [17].

Pokud se jedná o turbulentní proudění, je možné využít již předem definované statické modely turbulence založené na metodě časového středování (RANS) například model $k-\epsilon$, RNG $k-\epsilon$ nebo $k-\omega$ [18].



Obr. 14 Model spáry v programu *DesignModeler*



Obr. 15 Síťovaný model v programu *Meshing*

6 Výpočet ztrátového průtoku spárou a porovnání proudění v expanzních dutinách

6.1 Počáteční podmínky

Simulace proudění byla prováděna nejdříve pro mezikruhové spáry bez dutiny s různými šířkami a následně pro spáry s dutinami kruhového, půlkruhového, čtvercového, obdélníkového, trojúhelníkového (tvar konfuzor⁹) a trojúhelníkového (polovičního) průřezu s konstantní tloušťkou spáry 0,1 mm. Délka spáry l a průměr čepu D byly zvoleny pro všechny modely stejné. Co se týče programu Fluent, jako proudící medium byla zvolena voda s dynamickou viskozitou η a hustotou ρ . Dále byl vybrán model turbulence k- ϵ realizabl s nastavením nerovnoměrných stěnových funkcí. Využily se okrajové podmínky typu tlak na vstupu (*pressure inlet*) a tlak na výstupu (*pressure outlet*). Na vstupu lze zadat pouze totální tlak, jeho hodnota byla zvolena 400 kPa, na rozdíl od výtlaku, kde lze zadat jen statický tlak - byl nastaven na 0 Pa. Statický tlakový spád měl tedy hodnotu přibližně 391,58 kPa (vygenerováno programem). Pro hladkou spáru bez rotace se dále tlaková diference totálního a statického tlaku měnila v rozmezí 10 – 600 kPa a sledovala se změna průtoku. U všech spár byly postupně zvyšovány otáčky rotoru z 0 až na 3000 ot/min, aby bylo možné posoudit vliv rotace na průtok.

Tabulka 6.1 Zvolené parametry

Průměr čepu	$D = 50 \text{ mm}$
Délka spáry	$l = 20 \text{ mm}$
Model turbulence	k- ϵ , realizable
Medium	voda $\eta = 0,001003 \text{ Pa}\cdot\text{s}$ $\rho = 998,2 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$
Statický tlakový spád	$\Delta p = 391,58 \text{ kPa}$
Otáčky	0, 100, 500, 1000, 2000, 3000 ot/min

Rozměry zkoumaných hladkých spár a expanzních dutin čtvercového průřezu jsou uvedeny v tabulkách 6.3, 6.4 a 6.5. Pro ostatní zkoumané dutiny platí pouze poslední sloupec tabulek 6.4 a 6.5, neboť byly modelovány jen s charakteristickým rozměrem $a = 4 \text{ mm}$.

⁹ Část vedení kapaliny, jež plynule zmenšuje průtočný průřez ve směru proudění, čímž roste rychlost a klesá tlak [19].

Tabulka 6.2 Poměr délky hladké spáry l a výšky spáry s

s [mm] \ l [mm]	0,10	0,15	0,20	0,25
20	200,00	133,33	100,00	80,00

Tabulka 6.3 Poměr výšky spáry s a charakteristického rozměru a

a [mm] \ s [mm]	1	2	3	4
0,10	0,100	0,050	0,033	0,025

Tabulka 6.4 Poměr délky spáry l a charakteristického rozměru a

a [mm] \ l [mm]	1	2	3	4
20	20	10	6,67	5

6.2 Porovnání objemových průtoků

V tabulce 6.5 jsou uvedeny hodnoty průtoků v hladké spáře bez dutiny pro různé výšky s . Hodnoty pro $n = 0_A$ značí analyticky spočtené hodnoty průtoků dle vztahu (4.21) – Poiseuillovo proudění mezikruhovou spárou. Ostatní hodnoty, jsou hodnoty průtoků pro různé otáčky n získané z programu Fluent. Po zjištění příliš velkých rozdílů mezi analytickými a numerickými hodnotami, u spár výšek 0,20 mm a 0,25 mm, byl proveden výpočet Reynoldsova čísla. Z hodnot vyplývá, že u spár těchto velikostí dochází k turbulentnímu proudění, nelze tedy pro ně využít vztah (4.21) platný jen pro laminární proudění.

Ostatní tabulky obsahují průtoky zjištěné pomocí simulačního programu Fluent pro dané otáčky a rozměry. Nevýhodou je nemožnost porovnání těchto výsledků s analytickými hodnotami, neboť analytické vztahy nezahrnují vliv rotace.

Tabulka 6.5 Objemové průtoky Q hladkou spárou [$10^{-4} \cdot \text{m}^3/\text{s}$]

n [ot/min] \ s [mm]	0_A	0	100	500	1 000	2 000	3 000
0,10	2,610	2,6534	2,6535	2,6499	2,6343	2,6343	2,4964
0,15	8,809	5,6334					
0,20	20,881	10,2563					
0,25	40,783	16,1767					

Tabulka 6.6 Hodnoty Reynoldsova čísla pro různé výšky hladké spáry dle vztahu (4.2) ($\Delta p = 391,58 \text{ kPa}$)

s [mm]	0,10	0,15	0,20	0,25
Re [-]	826,34	1688,76	3160,8	4995,98

Tabulka 6.7 Objemové průtoky Q hladkou spárou bez rotace [$10^{-5} \cdot \text{m}^3/\text{s}$], při změně statického tlakového spádu Δp

Δp [kPa] s [mm]	9,97	49,69	99,10	197,28	294,76	391,58	487,80	583,44
0,1	1,406	4,99	8,62	15,04	20,93	26,53	31,94	37,21

Statický tlakový spád Δp byl zjištěn z programu Fluent po nastavení difference totálního a statického tlaku na: 10, 50, 100, 200, 300, 400, 500 a 600 kPa.

Tabulka 6.8 Objemové průtoky Q spárou čtvercového průřezu [$10^{-4} \cdot \text{m}^3/\text{s}$]

n [ot/min] a [mm]	0	100	500	1 000	2 000	3 000
1	2,4402	2,4403	2,4346	2,4130	2,3263	2,2080
2	2,5105	2,5107	2,5054	2,4851	2,4025	2,2870
3	2,5917	2,5923	2,5867	2,5665	2,4877	2,3754
4	2,8521	2,8525	2,8492	2,8349	2,7740	2,6918

Tabulka 6.9 Objemové průtoky Q spárou obdélníkového průřezu [$10^{-4} \cdot \text{m}^3/\text{s}$]

n [ot/min] a, s [mm]	0	100	500	1 000	2 000	3 000
4; 0,1	2,7041	2,7041	2,6994	2,6807	2,6054	2,5004

Tabulka 6.10 Objemové průtoky Q spárou kruhového průřezu [$10^{-4} \cdot \text{m}^3/\text{s}$]

n [ot/min] d, s [mm]	0	100	500	1 000	2 000	3 000
4; 0,1	2,6975	2,6993	2,6941	2,6739	2,5944	2,4886

Tabulka 6.11 Objemové průtoky Q spárou půlkruhového průřezu [$10^{-4} \cdot \text{m}^3/\text{s}$]

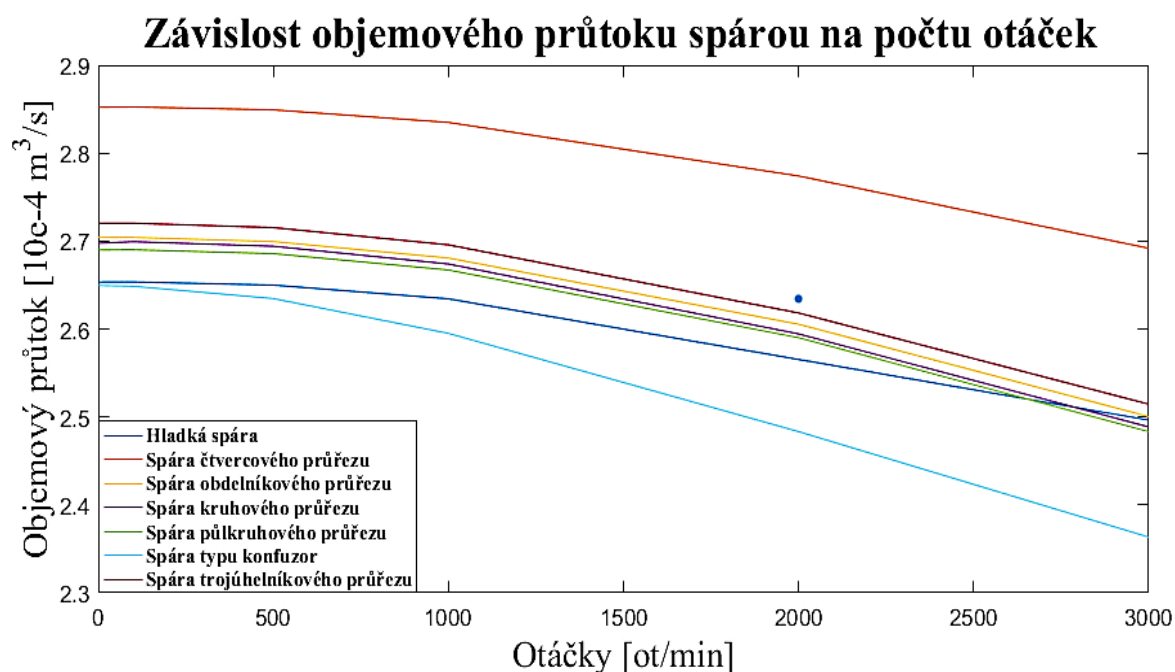
n [ot/min] a, s [mm]	0	100	500	1 000	2 000	3 000
4; 0,1	2,6899	2,6901	2,6857	2,6671	2,5901	2,4833

Tabulka 6.12 Objemové průtoky Q spárou trojúhelníkového průřezu [$10^{-4} \cdot \text{m}^3/\text{s}$]

n [ot/min] \ a, s [mm]	0	100	500	1 000	2 000	3 000
4; 0,1	2,6494	2,6486	2,6346	2,5950	2,4833	2,3633

Tabulka 6.13 Objemové průtoky Q spárou konfuzorového průřezu [$10^{-4} \cdot \text{m}^3/\text{s}$]

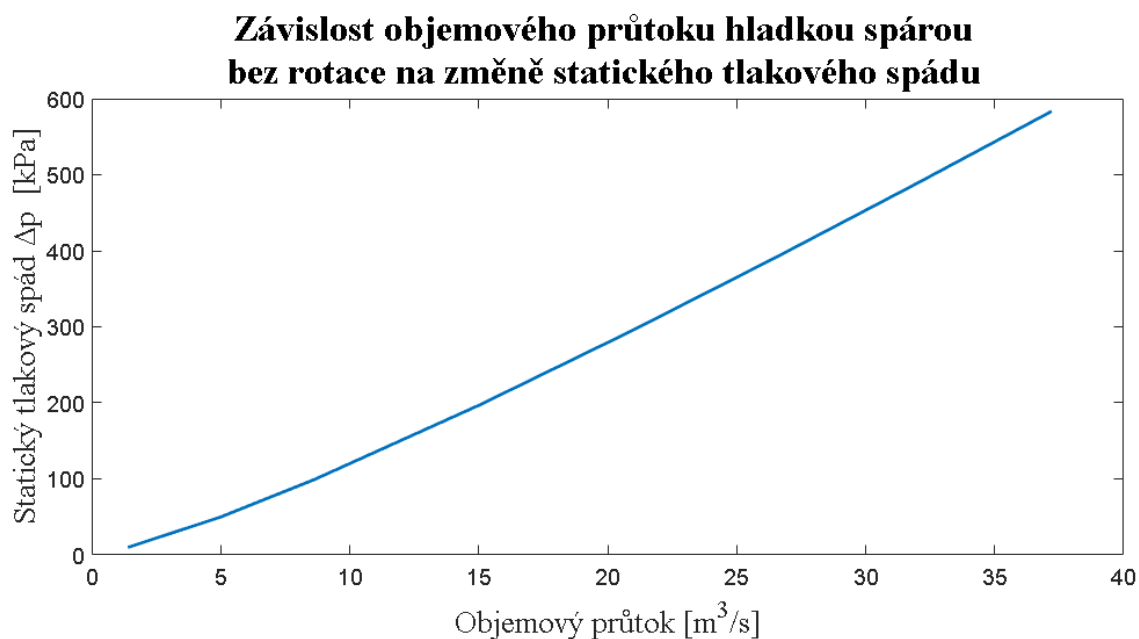
n [ot/min] \ a, s [mm]	0	100	500	1 000	2 000	3 000
4; 0,1	2,7203	2,7203	2,7153	2,6957	2,6182	2,5145



Obr. 16 Graf objemových průtoků ve spárách v závislosti na otáčkách

Na obr. 16 jsou vidět průběhy průtoků všech spár v závislosti a otáčkách. Výsledky neodpovídají zcela očekávání. Hladká spára by měla mít největší hodnoty průtoků. Po bližším prozkoumání tohoto problému, bylo zjištěno, že došlo k opomenutí nastavení intenzity turbulence u spár s expanzními komůrkami (byla ponechána defaultní hodnota 5 %) zatím co u hladké spáry byla pozměněna na 2 %. To by mohlo mít za následek posunutí hodnot průtoků spár s komůrkami k vyšším hodnotám. Nicméně je stále možné mezi sebou porovnat průtoky jednotlivých spár s komůrkami. Z grafu na obr. 16 vyplývá, že největší objemový průtok vzniká při proudění spárou čtvercového průřezu. Tento tvar expanzní dutiny je tedy nejméně vhodný ke snížení objemových ztrát. Naopak nejlepší vliv na snížení ztrátového průtoku má spára ve tvaru konfuzoru. (Modrý bod v grafu označuje chybnou hodnotu v průběhu průtoku hladké spáry).

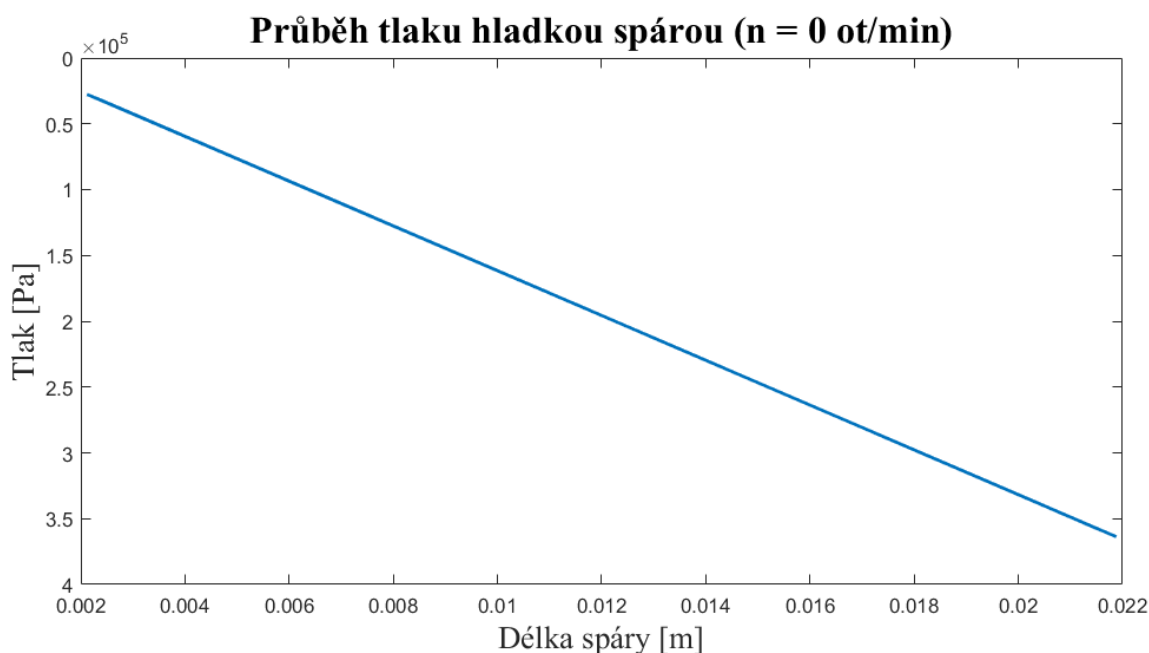
Všechny závislosti průtoků na otáčkách mají hodnoty pro 0 a 100 otáček téměř shodné - rozdíly v daných hodnotách se pohybují na úrovni výpočetní chyby. To znamená, že vliv rotace při 100 ot/min na přírůstek průtoku je minimální.



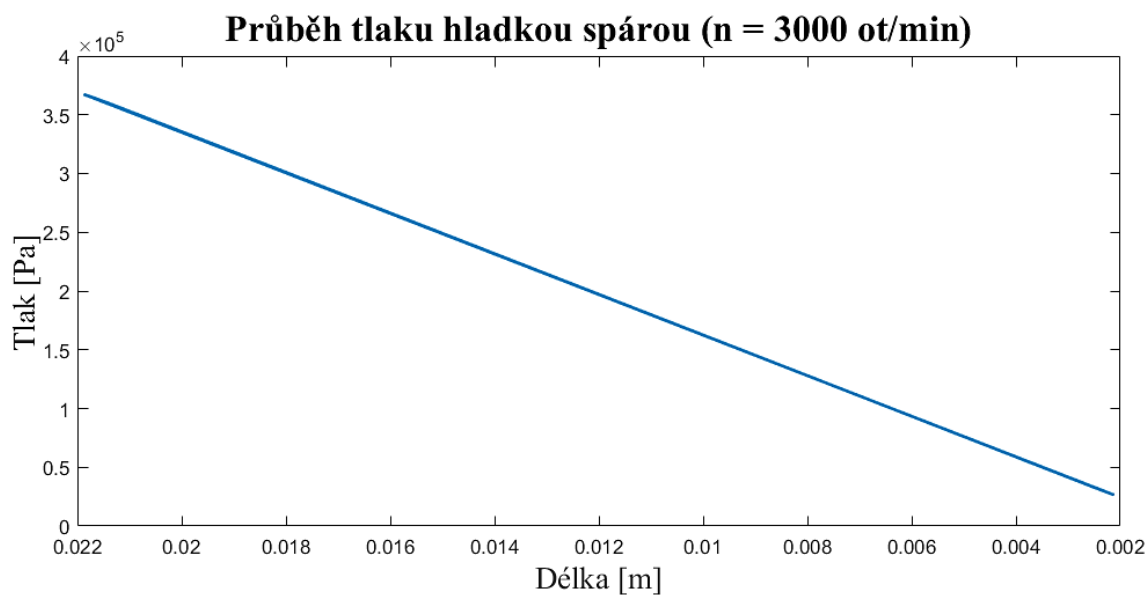
Obr. 17 Graf závislosti průtoků na změně statického tlakového spádu

Průběh statického tlaku na obr. 17 je téměř lineární, to odpovídá vztahu (4.21). Při dalším zvyšování rozdílu statických tlaků by měl, ale průběh, pokračovat nelineárně z důvodu přechodu proudění do turbulentního režimu.

6.3 Porovnání průběhů statického tlaku hladkou spárou



Obr. 18 Graf průběhu statického tlaku v hladké spáře bez rotace



Obr. 19 Graf průběhu statického tlaku hladkou spárou s rotací 3000 ot/min

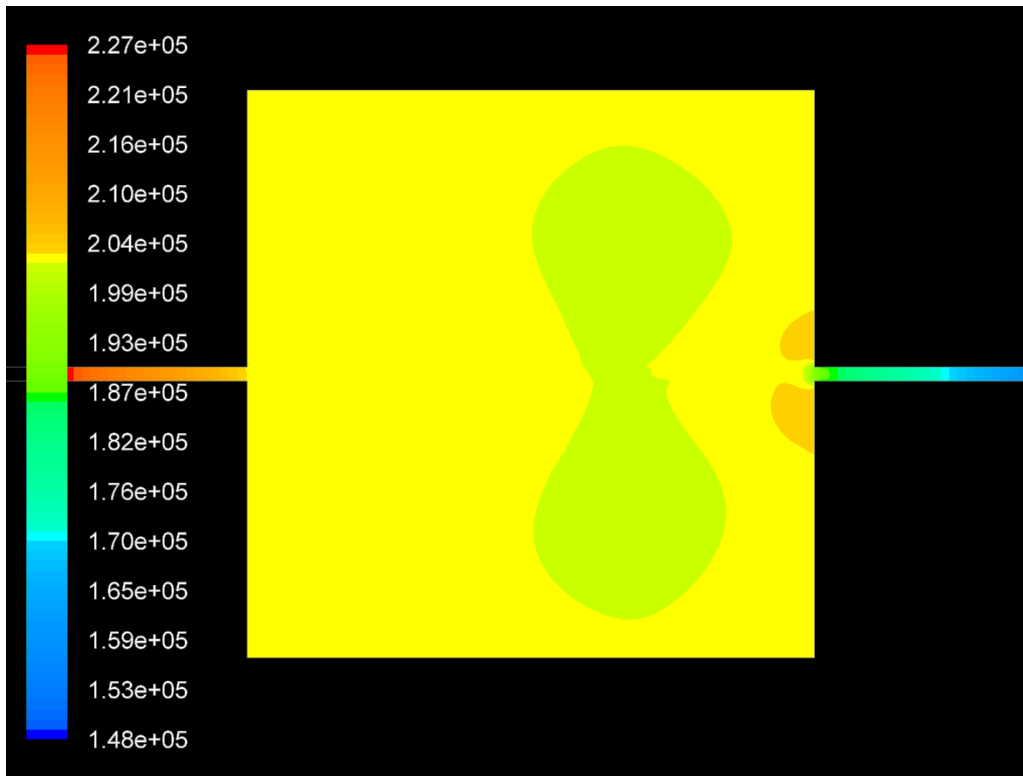
Graf na obr. 17 vychází podle předpokladů – lineární průběh Δp . U druhého grafu na obr. 18 je průběh tlaku téměř lineární. To by se dalo vysvětlit příliš krátkou délkou spáry na projev rotace. Rotace tedy nemá pro danou spáru zásadní vliv na průběh tlaku.

6.4 Porovnání proudění v expanzních dutinách bez a s vlivem rotace

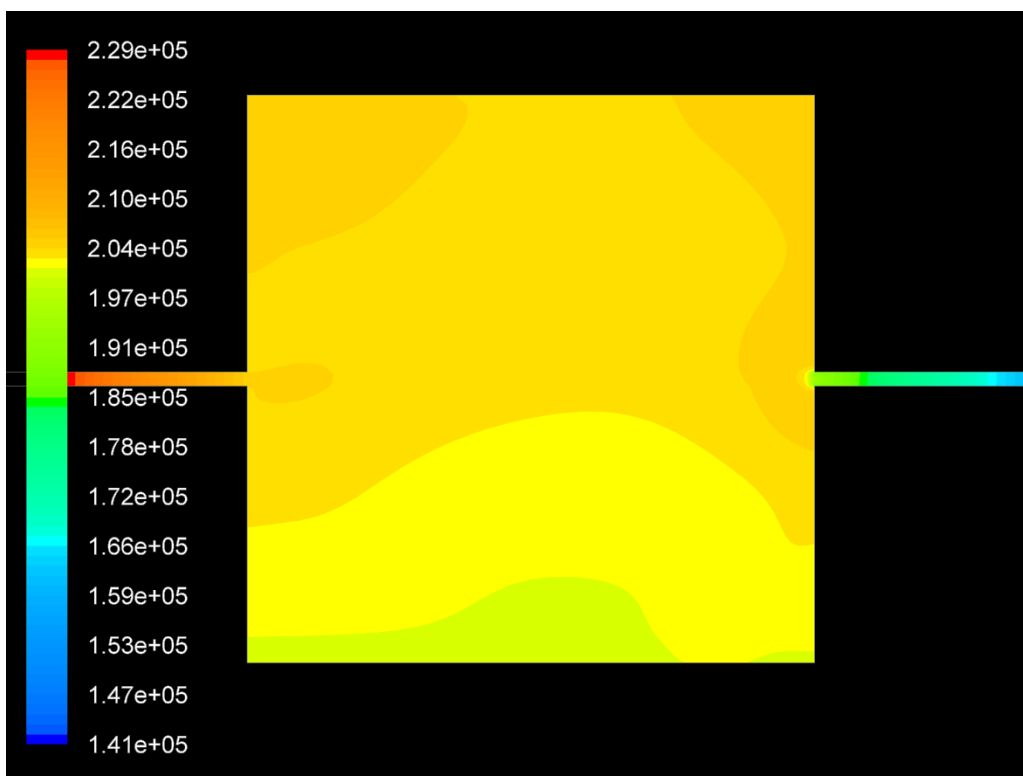
Pro porovnání proudění v dutinách byly vykresleny v programu Fluent proudnice, kontury statického tlaku a vektory rychlosti v axiálním řezu. Lze tak snadno porovnat vliv rotace na proudění ve spáře.

Z porovnání obr. 19 a obr. 20 je vidět, že rotace mění rozložení statického tlaku ze symetrického na nesymetrický. V expanzní dutině dochází k rychlému poklesu tlaku a to má za následek zmenšení ztrátového průtoku. U vektorů rychlosti není změna symetrie při vyšších otáčkách, až tak patrná. Dochází spíše ke změně velikosti vektorů u rotujícího tělesa a to díky ulpívání tekutiny na pohybující se stěně.

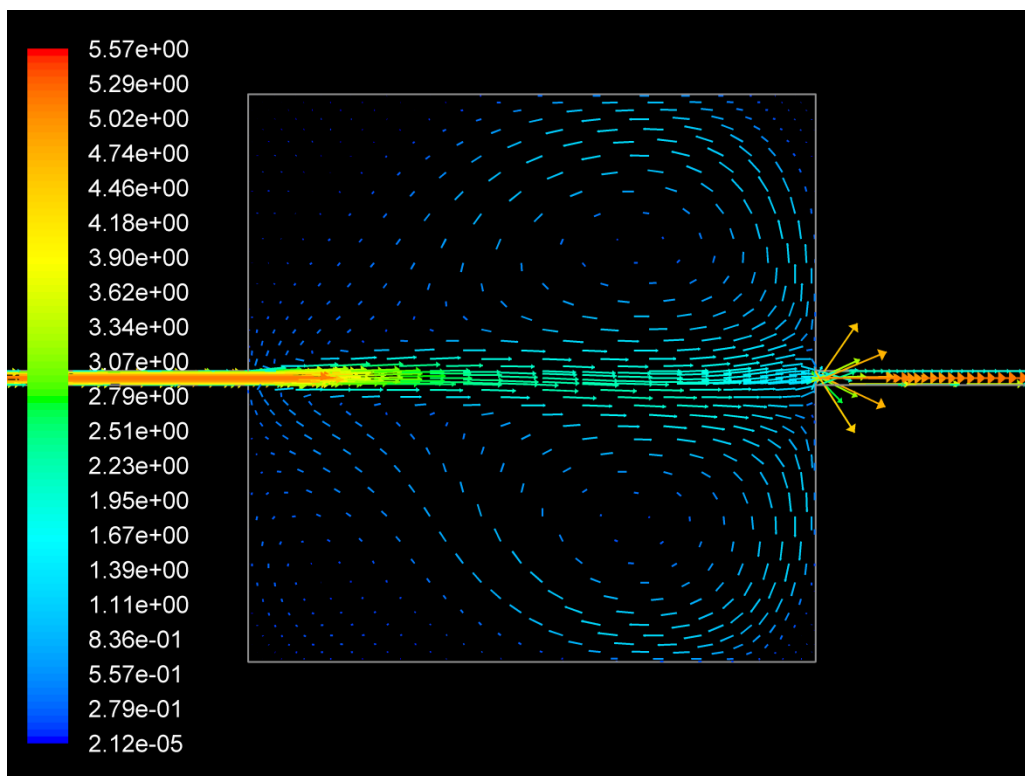
Na obr. 24 jsou zobrazeny proudnice čtvercovou spárou, je zde vidět přechod z laminárního proudění tenkou spárou na turbulentní proudění v expanzní dutině, které také přispívá ke snížení ztrát.



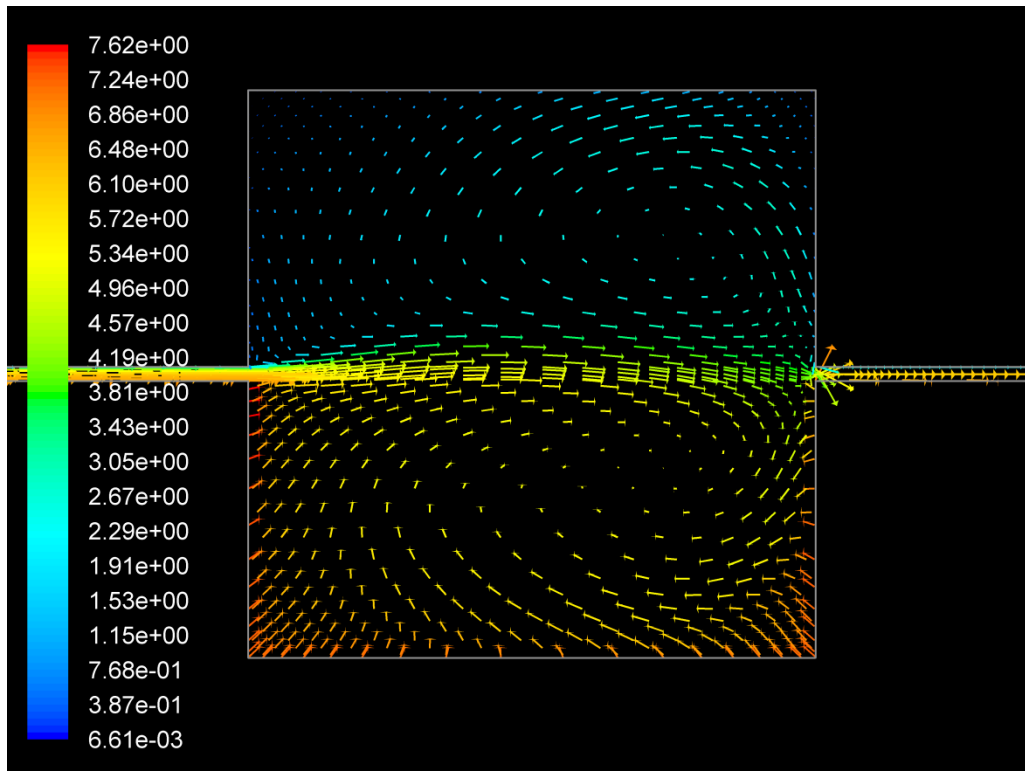
Obr. 20 Kontury statického tlaku spárou čtvercového průřezu pro $n = 0$ ot/min



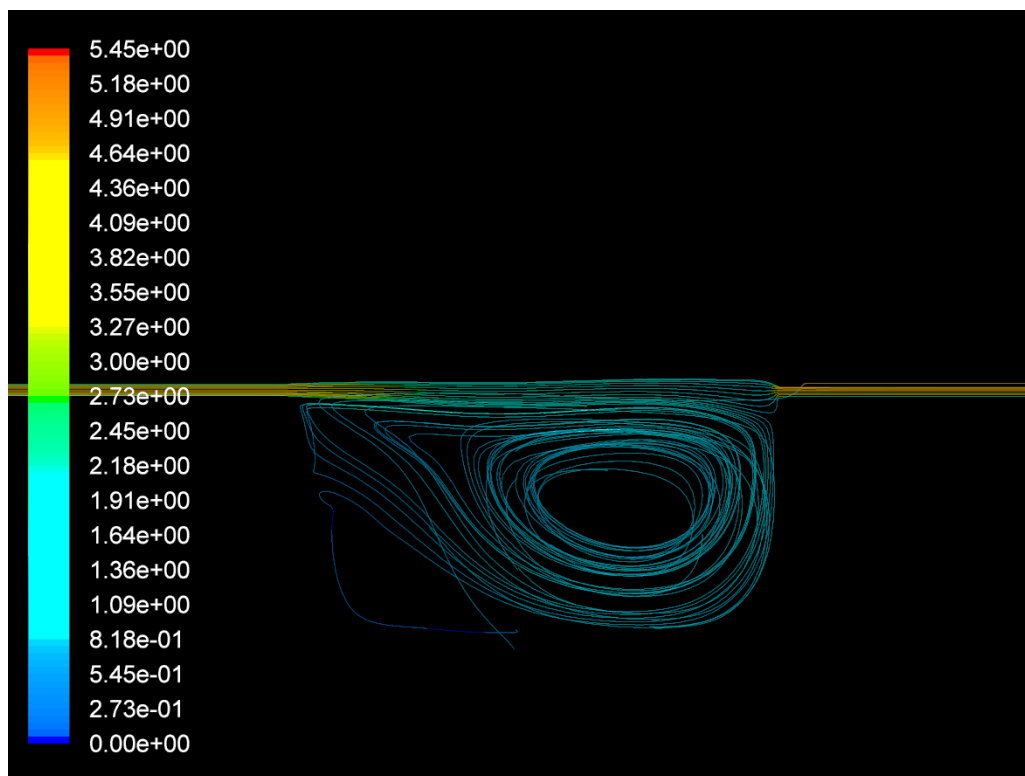
Obr. 21 Kontury statického tlaku spárou čtvercového průřezu pro $n = 3000$ ot/min



Obr. 22 Vektory rychlosti ve spáře čtvercového průřezu pro $n = 0$ ot/min



Obr. 23 Vektory rychlosti ve spáře čtvercového průřezu pro $n = 3000$ ot/min

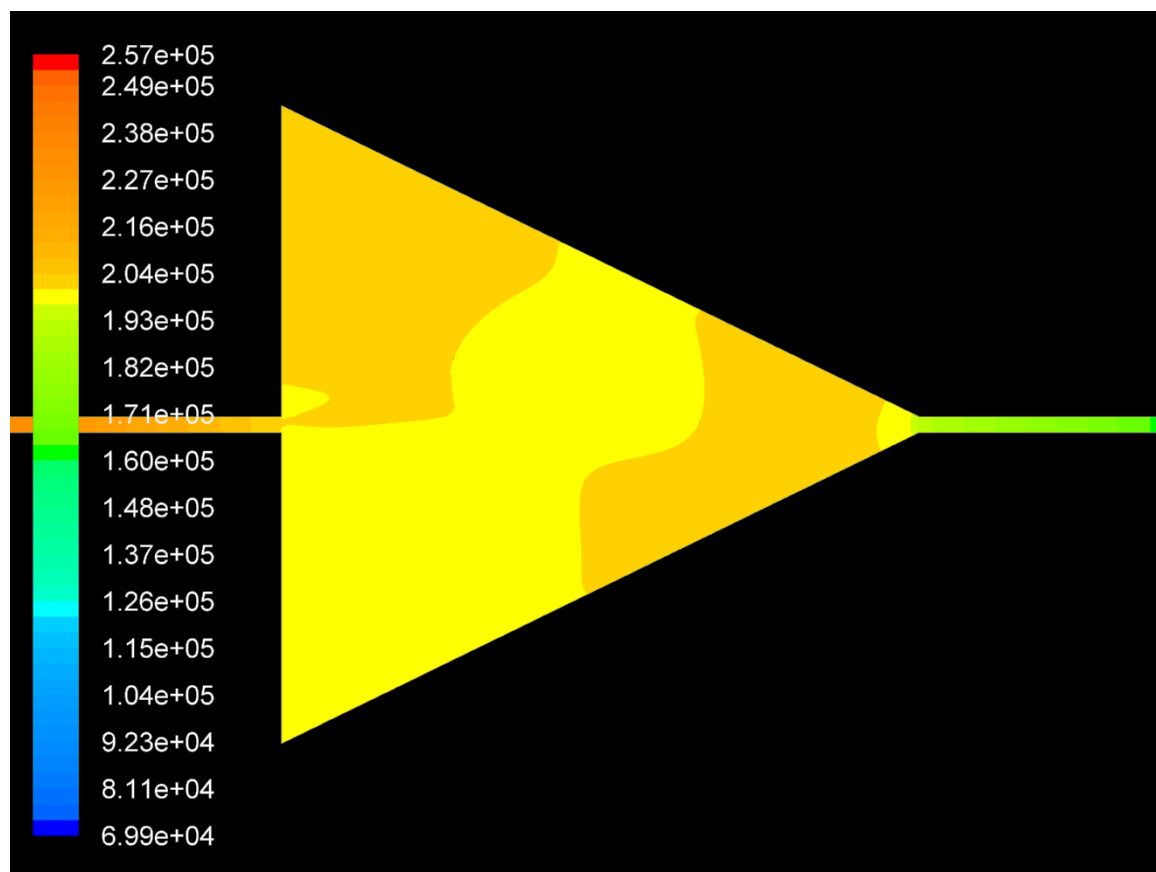


Obr. 24 Proudnice ve spáře čtvercového průřezu pro $n = 0$ ot/min

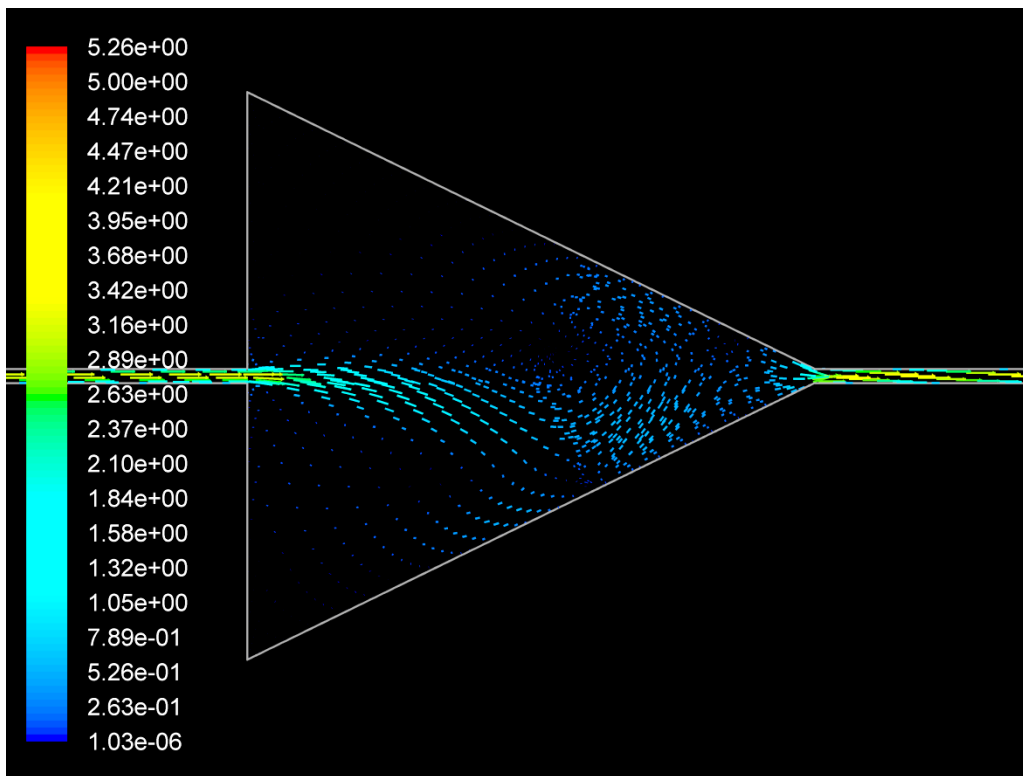
6.5 Proudění ve spáře tvaru konfuzoru

Jako nejlepší tvar průřezu byl z předchozích výsledků vyhodnocen konfuzorový průřez. Na obr. 25 jsou dobře vidět světlejší místa poklesu statického tlaku a tmavší oblasti vyšších tlaků na vstupu a výstupu z expanzní dutiny. Celkově toto rozložení odpovídá poloze vniklých vírů, dobře patrných z obr. 27.

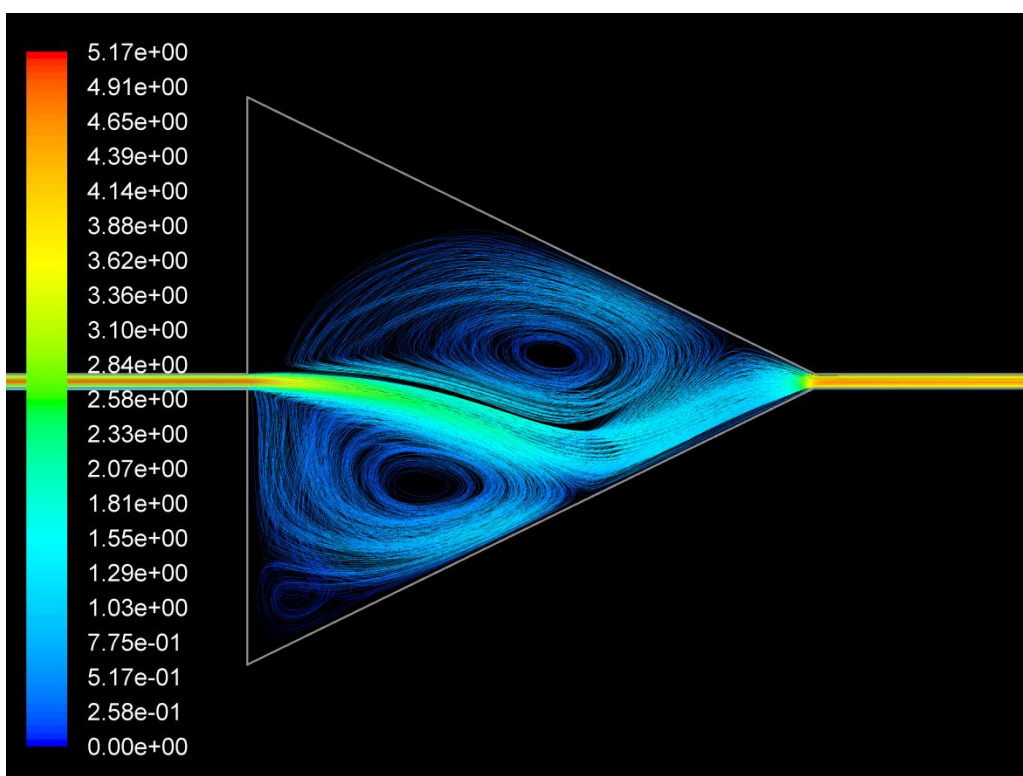
Rozložení statických tlaků, vektorů rychlosti a proudnic zbylých expanzních dutin je podobné průběhům v konfuzorovém průřezu a je tedy obsahem přílohy této práce.



Obr. 25 Kontury statického tlaku ve spáře konfuzorového průřezu pro $n = 0$ ot/min



Obr. 26 Vektory rychlosti ve spáře konfuzorového průřezu pro $n = 0$ ot/ min



Obr. 27 Proudnice ve spáře konfuzorového průřezu pro $n = 0$ ot/ min

Závěr

Tato bakalářská práce se zaměřila na charakteristiku objemových ztrát, vznikajících únikem kapaliny mezi činnými prvky hydraulických zařízení. Cílem práce bylo vyjádřit možnosti analytického řešení objemových ztrát a následně porovnat tyto výsledky s výsledky numerické CFD analýzy. Spáry obecně lze analyticky řešit buď jako dvě rovnoběžné desky vytvářející obdélníkovou mezeru nebo jako mezikruhové prstence. Analytické vztahy výpočtu objemového průtoku obdélníkovou spárou jsou obdobné jako pro mezikruhovou spáru, proto není potřeba řešit oba případy a postačí pouze jeden. Úlohy v této práci byly řešeny konkrétně pro axiální mezikruhové soustředěné těsnící spáry s a bez přítomnosti expanzních komůrek, které mají za úkol snižovat objemové ztráty. Modely spár byly vytvořeny v programu DesignModeler a před importem do Fluentu nasíťovány. U všech modelu s výjimkou spáry konfuzorové a trojúhelníkové byla síť strukturovaná. U zmíněných dvou spár se jednalo o kombinaci strukturované a nestrukturované sítě s prizmatickými prvky.

Při řešení průtoků hladkou spárou bez expanzních komůrek bylo možné porovnat při nulových otáčkách analytické hodnoty s výsledky simulace z programu Fluent. Zvětšováním výšky spáry po 0,05 mm byly získány čtyři analytické a čtyři numerické hodnoty. Z jejich porovnání vyplývá, že si hodnoty odpovídají pouze pro výšku spáry 0,1 mm. To se dá vysvětlit jedna nesprávně určenými analytickými hodnotami pro spáry výšky 0,2 mm a 0,25 mm. Tyto hodnoty byly počítány vztahem pro laminární proudění. Po výpočtu Reynoldsova čísla, ale bylo zjištěno, že se proudění pohybují již v turbulentní oblasti. Faktorem ovlivňujícím hodnoty z numerické simulace, může být volba modelu a intenzity turbulence. Vzhledem k výsledkům získaným pro hladkou spáru byly ostatní spáry s expanzními dutinami počítány s konstantní výškou spáry 0,1 mm na vstupu a výstupu.

Pro zjištění nejefektivnějšího tvaru expanzních komůrek, bylo na počátku zvoleno šest odlišných průřezů a to čtvercový, obdélníkový, kruhový, půlkruhový, trojúhelníkový a konfuzorový se stejným charakteristickým rozměrem a . Na těchto průřezích byly dále vykresleny kontury statického tlaku, vektory rychlosti a proudnice. Po vykreslení grafu průtoků všech spár, byla odhalena chyba v zadávání intenzity turbulence, díky které jsou průběhy spár s expanzními komůrkami posunuty do vyšších hodnot. Nelze je tak porovnat s hladkou spárou, ale můžeme je stále srovnat mezi sebou. Z hodnot objemových průtoků a z vykreslených charakteristik získaných z numerické simulace vyplývá, že nejefektivnější průřez, je průřez tvaru konfuzoru. Naopak nejhorším tvarem se ukázal být čtvercový průřez.

Posledním cílem této práce bylo posoudit vliv rotace na objemový průtok. Jelikož analytické vztahy jsou schopny obsáhnout vliv posunu jednoho z prvků pouze v axiálním směru, nikoli vliv rotace, byly tyto hodnoty získány opět pomocí simulačního programu. Výhodou práce v programu Fluent je možnost zadání jak potřebných okrajových podmínek tak vytvoření i složitější geometrie. Celá úloha byla řešena ve 3D pro názornější zobrazení, ale je možnost řešit i ve 2D s využitím axisymetrie. Ze získaných výsledků vyplývá, že se zvětšujícím se počtem otáček klesá objemový průtok a s ním i ztráty. U 100 ot/min je vliv rotace na průtok minimální a hodnoty téměř odpovídají nulovým otáčkám.

Seznam použitých zdrojů

- [1] BLÁHA, Jaroslav a Karel BRADA. *Hydraulické stroje: Celost. vysokošk. příručka pro strojnické fakulty*. Praha: SNTL, 1992. Technický průvodce. ISBN 80-03-00665-1.
- [2] KOPÁČEK, Jaroslav a Bohuslav PAVLOK. *Tekutinové mechanismy*. 3. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2011, 151 s. ISBN 978-80-248-2405-5
- [3] PACIGA, Alexander a Jaroslav IVANTYŠYN. *Tekutinové mechanismy: celoštátnavysokoškolská učebnica pre strojnicke fakulty vysokých škôl*. 1. vyd. Bratislava: Alfa, 1985, 285 s.
- [4] PEŇÁZ, Václav a Dušan BENŽA. *Tekutinové mechanismy*. 1. vyd. Praha: Československá redakce VN MON, 1990
- [5] KOPÁČEK, Jaroslav. *Hydraulické pohony hornických a hutnických strojů a zařízení*. 1. vyd. Ostrava: Vysoká škola báňská, 1964. Učební texty vysokých škol (Vysoká škola báňská).
- [6] STEPANOV, A a Josef RÁČEK. *Čerpadla odstředivá s axiálním průtokem: theorie, konstrukce a aplikace*. Lutín: Sigma, 1955.
- [7] ŠEBESTA, Stanislav. *Teória tekutinových mechanizmov*. 1. vyd. Bratislava: Slovenská vysoká škola technická, 1989.
- [8] ŠTÁVA, Pavel. *Studie proudění v tenkých spárách: Zpráva o řešení projektu č. FD-K/109*. CZ: VUT FSI Brno, Odbor fluidního inženýrství Victora Kaplana, Prosinec 2003. 16 s. Číslo dokumentu VUT-EU-QR-31-03.
- [9] STORTEIG, Eskild. *Dynamic characteristics and leakage performance of liquid annular seals in centrifugal pumps*. Thesis submitted in partial fulfillment of the requirements for the degree Doktor Ingeniør. Trondheim, 30. 11. 1999. 200 p. Department of marine Engineering Norwegian University of Science and Technology, NTNU.
- [10] LINHART, Jiří. *Mechanika tekutin I*. 2. vyd. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2009. ISBN 978-80-7043-766-7.
- [11] ŠOB, František. *Hydromechanika*. Vyd. 2. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2008. ISBN 978-80-214-3578-0.
- [12] ŠTEFAN, D. *Hydraulické ztráty v potrubí*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2009. 40 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Pavel Rudolf, Ph.D.
- [13] STRÝČEK, Oldrich. *Hydrodynamické čerpadlá*. 1. vyd. Bratislava: Slovenská vysoká škola technická, 1988.
- [14] *TechSoft Engineering, spol. s.r.o: ANSYS* [online]. ©2012-2014 [cit. 2016-04-19]. Dostupné z: <http://www.techsoft-eng.cz/ansys-2/proudeni/>

- [15] ANSYS, INC. *DesignModeler: Release 12.1*. 2009. Dostupné také z: <http://www.ansys.com/>
- [16] ANSYS, INC. *Meshing: Release 12.1*. 2009. Dostupné také z: <http://www.ansys.com/>
- [17] BOJKO, Marian. "*Modelování proudění FLUENT: návody do cvičení*" [CD-ROM]. 1. vyd. Ostrava: Vyasoká škola báňská - Technická univerzita, 2008 [cit. 2016-04-19]. ISBN 978-80-248-1909-9.
- [18] KOZUBKOVÁ, Milada. *Modelování proudění tekutin, FLUENT, CFX*. Ostrava, 2008. VŠB - Technická Univerzita Ostrava.
- [19] *Encyklopedie Vševěd: Konfuzor* [online]. c2005-2011 [cit. 2016-05-25]. Dostupné z: <http://encyklopedie.vseved.cz/konfuzor>

Seznam použitých symbolů a zkratek

Symbol	Jednotka	Veličina
a	[m]	charakteristický rozměr spáry
b	[m]	šířka spáry
D	[m]	vnitřní průměr potrubí
D _h	[m]	hydraulický průměr potrubí / průměr statoru
d	[m]	průměr rotoru
e	[m]	excentricita (výstřednost)
f	[1]	koeficient tření (podle Fanninga)
g	[m · s ⁻²]	gravitační zrychlení
H _z	[m]	ztrátová výška
i	[1]	počet expanzních komůrek
k _r	[1]	relativní drsnost
L	[m]	měrná délka potrubí (délka spáry)
n	[ot · min ⁻¹]	otáčky rotoru
P	[W]	užitečný výkon
P _h	[W]	hydraulický výkon
P _m	[W]	mechanický výkon
P	[Pa]	tlak
Δp	[Pa]	statický tlakový spád
p _z	[Pa]	tlaková ztráta
Q	[m ³ · s ⁻¹]	skutečný objemový průtok
Q _z	[m ³ · s ⁻¹]	ztrátový objemový průtok
Q _t	[m ³ · s ⁻¹]	teoretický objemový průtok
Re	[1]	Reynoldsovo číslo
Re _k	[1]	kritické Reynoldsovo číslo
S	[m ³]	obsah
u	[m ² · s ⁻¹]	relativní rychlost pohybující se desky
V	[m ³]	geometrický objem
V _{max}	[m ³]	maximální objem
v	[m · s ⁻¹]	rychlost
Y _{sv}	[J]	energie na hrdlech

Y_i	[J]	energie v činném prostoru
Y_z	[J · kg ⁻¹]	měrná ztrátová energie
Y_{zt}	[J · kg ⁻¹]	měrná ztrátová energie po délce
Y_{zm}	[J · kg ⁻¹]	měrná ztrátová energie místními ztrátami
z	[m]	výška
ε	[m]	excentricita
ζ_c	[1]	celkový ztrátový součinitel tření
ζ_t	[1]	ztrátový součinitel tření délkových ztrát
ζ_m	[1]	ztrátový součinitel tření místních ztrát
λ	[1]	koeficient tření
ν	[m ² · s ⁻¹]	kinematická viskozita
η	[Pa · s]	dynamická viskozita
η_c	[%]	účinnost celková
η_Q	[%]	účinnost průtoková
η_P	[%]	účinnost tlaková
η_h	[%]	účinnost hydraulická
η_m	[%]	účinnost mechanická
μ	[1]	výtokový součinitel
ρ	[kg · m ⁻³]	hustota tekutiny
φ	[1]	rychlostní parametr
τ	[MPa]	tečné napětí
$\frac{dv}{dy}$	[s ⁻¹]	gradient rychlosti
CAD	–	počítačem podporované kreslení
CFD	–	matematicko-fyzikální řešení proudění
CFX	–	software společnosti ANSYS
FEA	–	druh řešiče analýzy

Seznam obrázků

Obr. 1 Průtoková charakteristika hydrogenerátoru HG a hydromotoru HM [4]	12
Obr. 2 Oblastní diagram [4]	13
Obr. 3 Zubový hydrogenerátor [4]	15
Obr. 4 Lamelový hydrogenerátor	15
Obr. 5 Axiální pístový hydrogenerátor s nakloněným blokem [4]	16
Obr. 6 Nikuradseho diagram [11]	21
Obr. 7 Poiseuillovo proudění – rychlostní profil a průběh smykového napětí	23
Obr. 8 Couettovo proudění – rychlostní profil a průběh smykového napětí	24
Obr. 9 Směry proudění ve štěrbině [5]	25
Obr. 10 Mezikruhová spára [5]	25
Obr. 11 Mezikruhová spára s excentricitou (e – excentricita, s – šířka mezery) [5]	26
Obr. 12 Průběh tlaku ve spáře v závislosti na její délce [9]	27
Obr. 13 Tvary expanzních dutin	28
Obr. 14 Model spáry v programu DesignModeler	31
Obr. 15 Síťovaný model v programu Meshing	31
Obr. 16 Graf objemových průtoků ve spárách v závislosti na otáčkách	35
Obr. 17 Graf závislosti průtoku na změně statického tlakového spádu	36
Obr. 18 Graf průběhu statického tlaku hladkou spárou bez rotace	37
Obr. 19 Graf průběhu statického tlaku hladkou spárou s rotací 3000 ot/min	37
Obr. 20 Kontury statického tlaku spárou čtvercového průřezu pro $n = 0$ ot/min	38
Obr. 21 Kontury statického tlaku spárou čtvercového průřezu pro $n = 3000$ ot/min	38
Obr. 22 Vektory rychlosti ve spáře čtvercového průřezu pro $n = 0$ ot/min	39
Obr. 23 Vektory rychlosti ve spáře čtvercového průřezu pro $n = 3000$ ot/min	39
Obr. 24 Proudnice ve spáře čtvercového průřezu pro $n = 0$ ot/min	40
Obr. 25 Kontury statického tlaku ve spáře konfuzorového průřezu pro $n = 0$ ot/min	41
Obr. 26 Vektory rychlosti ve spáře konfuzorového průřezu pro $n = 0$ ot/min	42
Obr. 27 Proudnice ve spáře konfuzorového průřezu pro $n = 0$ ot/min	42

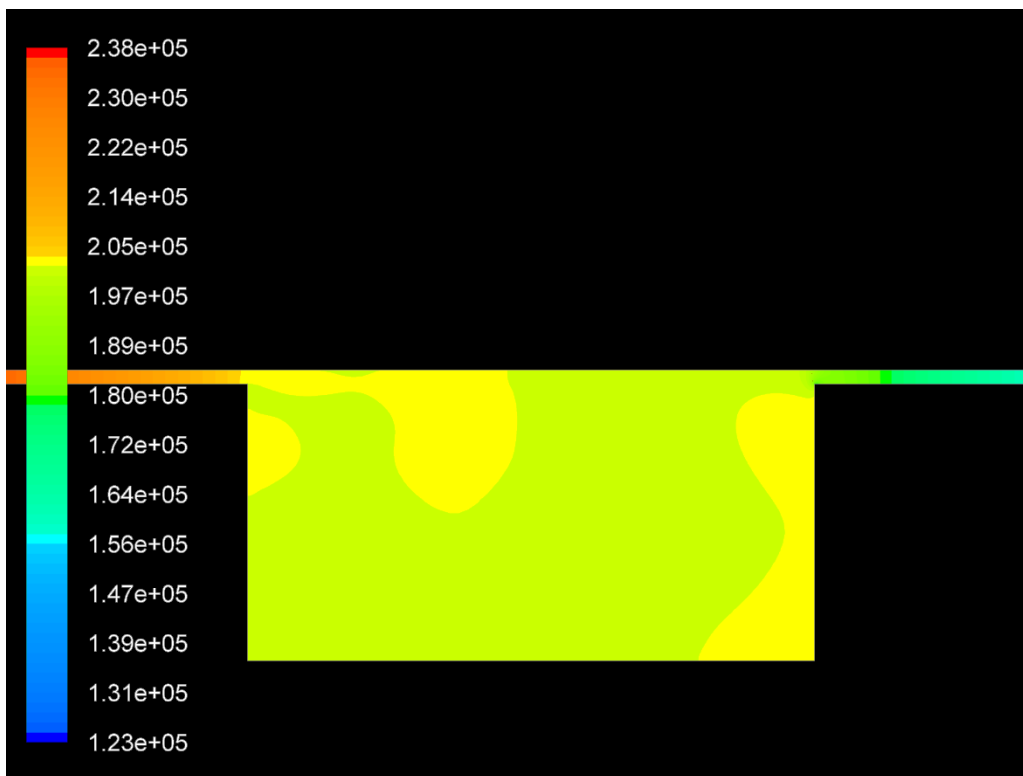
Seznam příloh

Příloha 1 – Vykreslení kontur tlaku ve zbylých expanzních dutinách

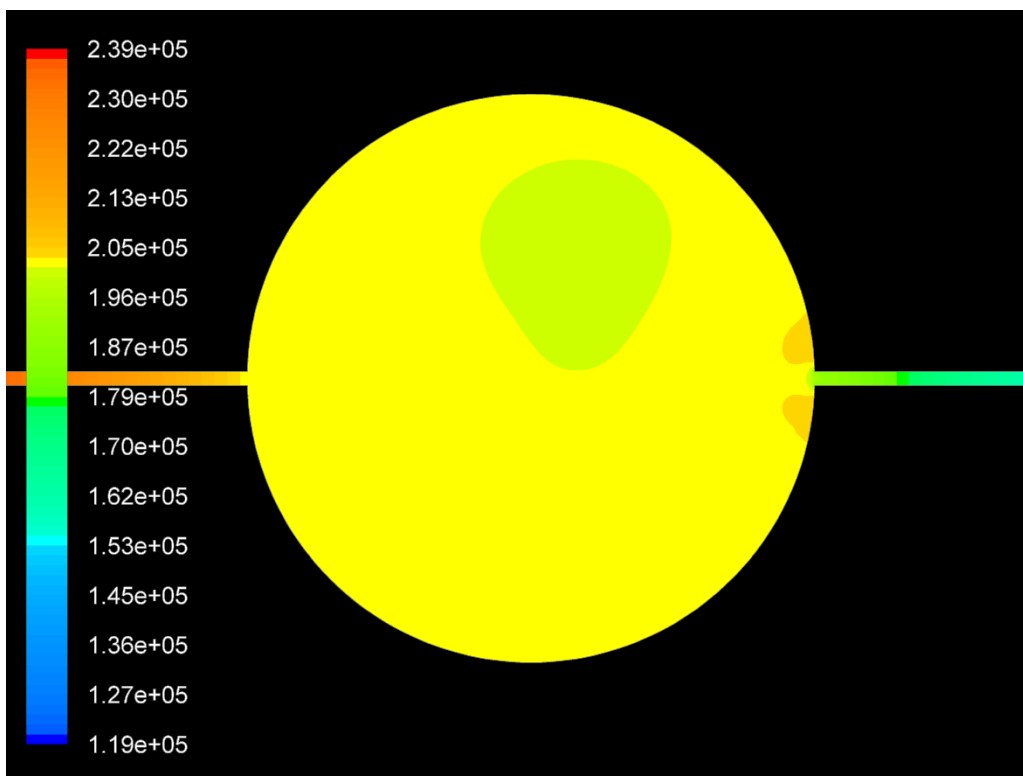
Příloha 2 – Vykreslení vektorů rychlosti ve zbylých expanzních dutinách

Příloha 3 – Vykreslení proudnic ve zbylých expanzních dutinách

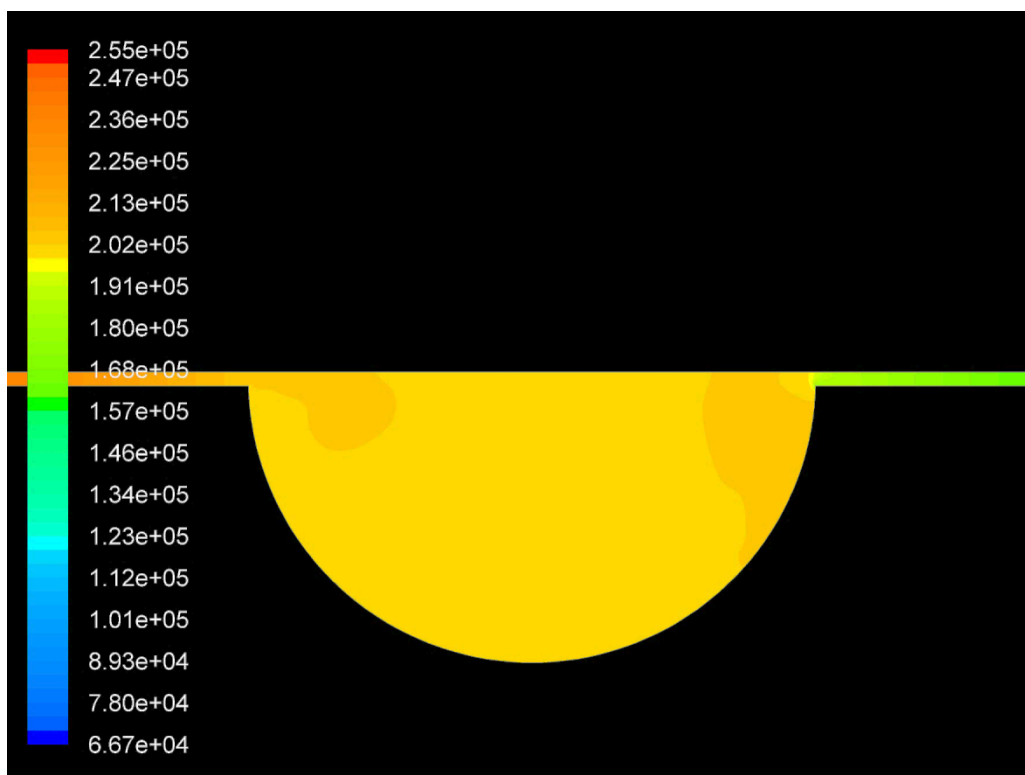
Příloha 1 – Vykreslení kontur tlaku ve zbylých expanzních dutinách



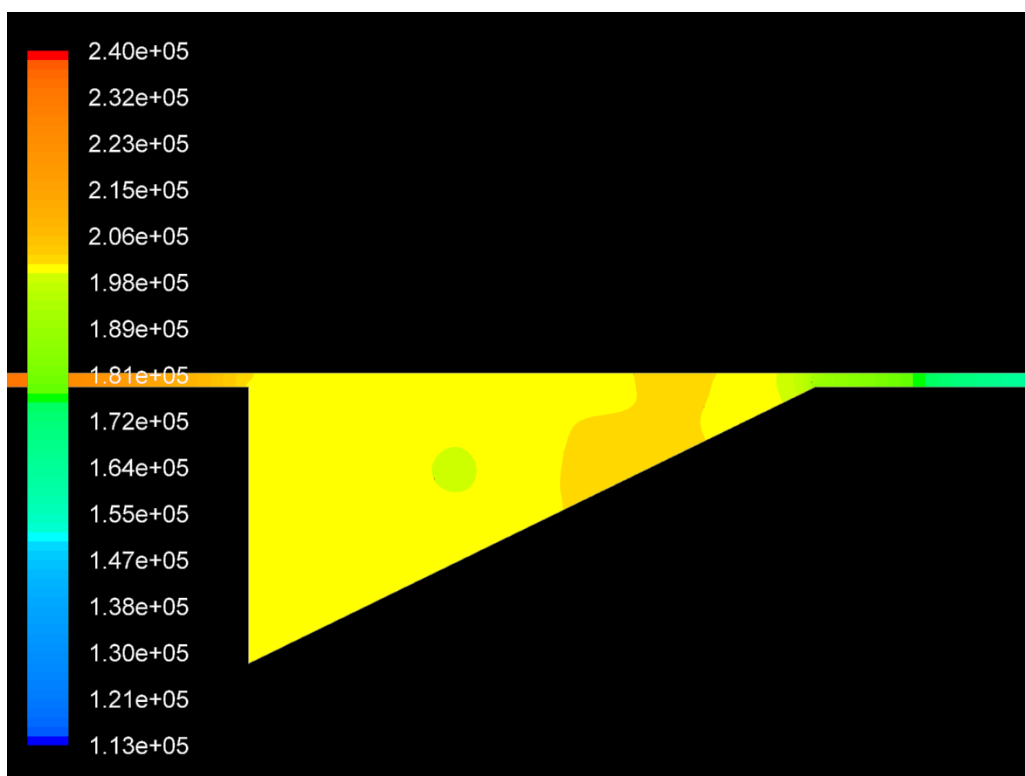
Kontury statického tlaku v expanzní dutině obdélníkového průřezu



Kontury statického tlaku v expanzní dutině kruhového průřezu

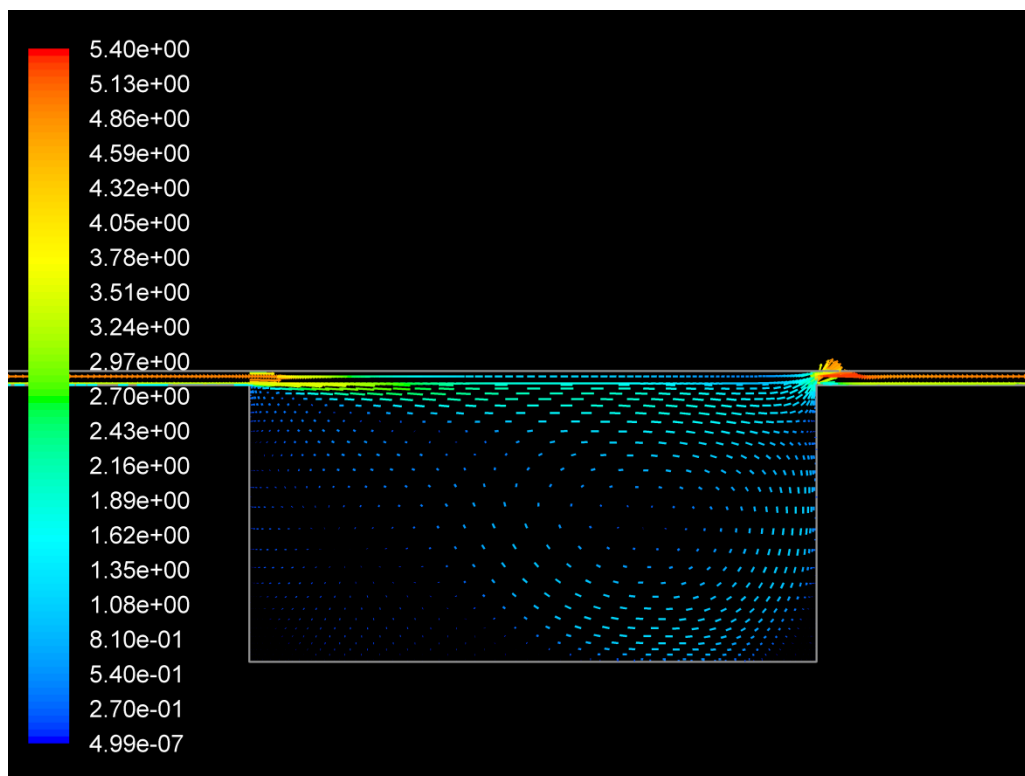


Kontury statického tlaku v expanzní dutině půlkruhového průřezu

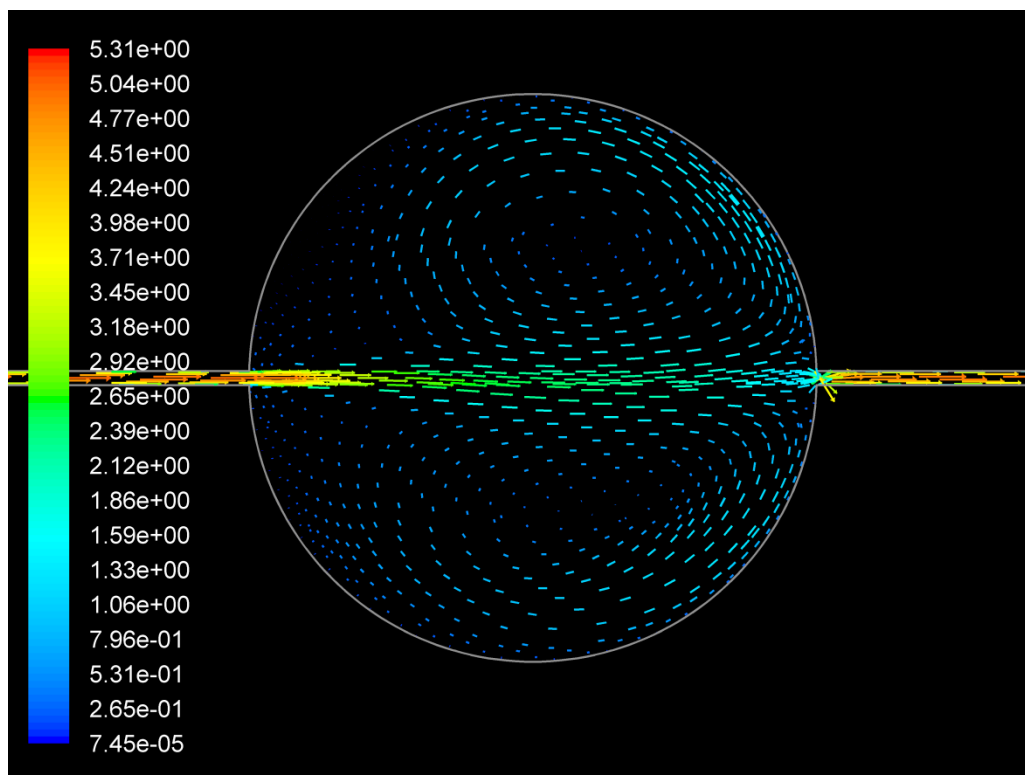


Kontury statického tlaku v expanzní dutině trojúhelníkového průřezu

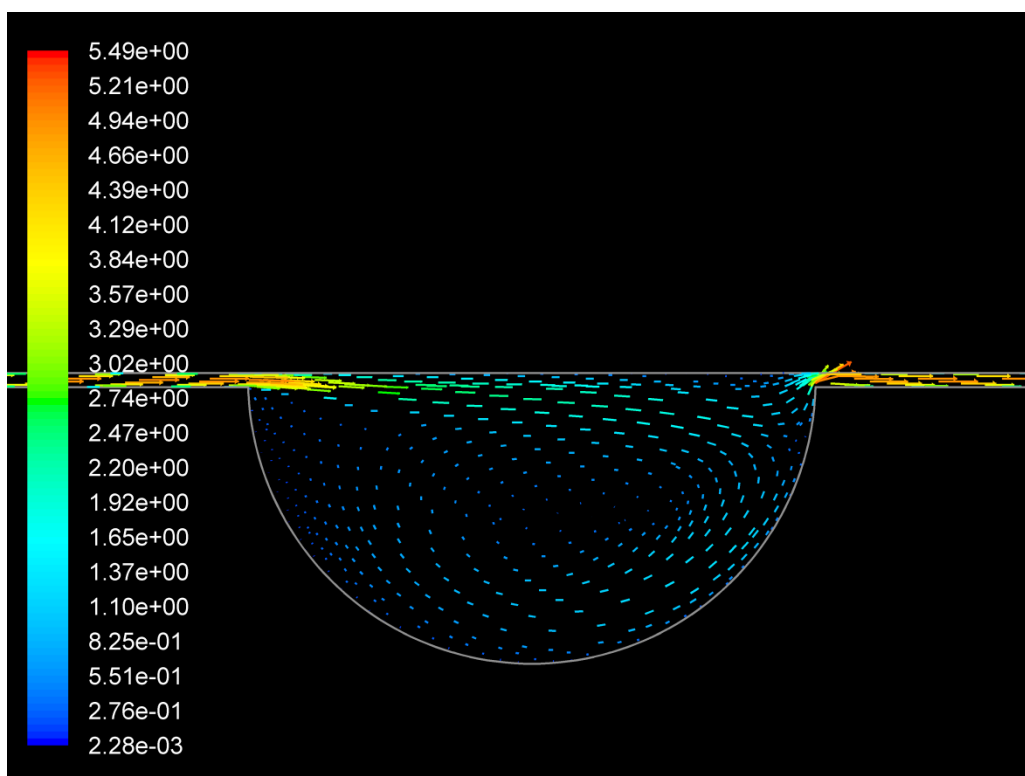
Příloha 2 – Vykreslení vektorů rychlosti ve zbylých expanzních dutinách



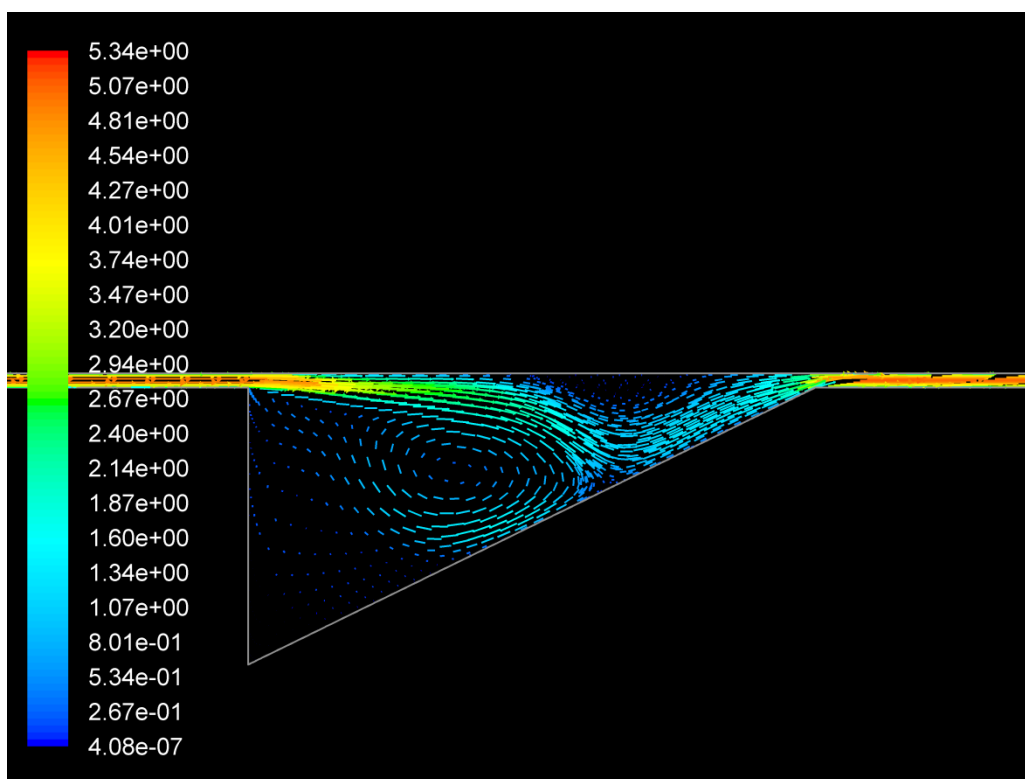
Vektory rychlosti v expanzní dutině obdélníkového průřezu



Vektory rychlosti v expanzní dutině kruhového průřezu

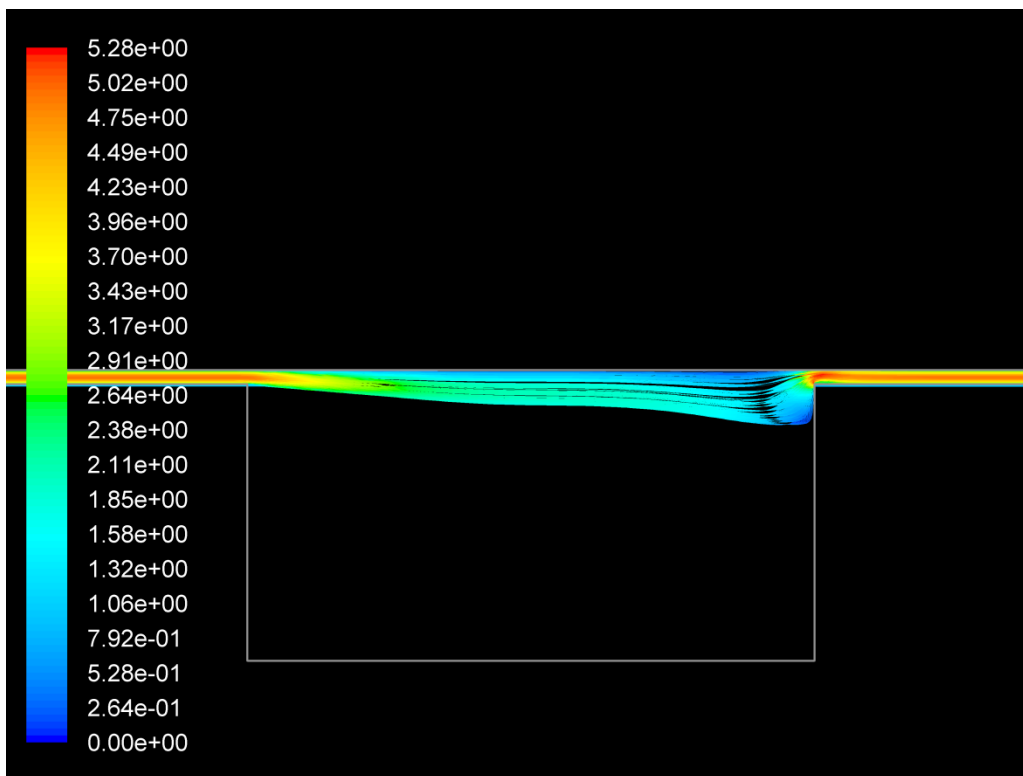


Vektory rychlosti v expanzní dutině půlkruhového průřezu

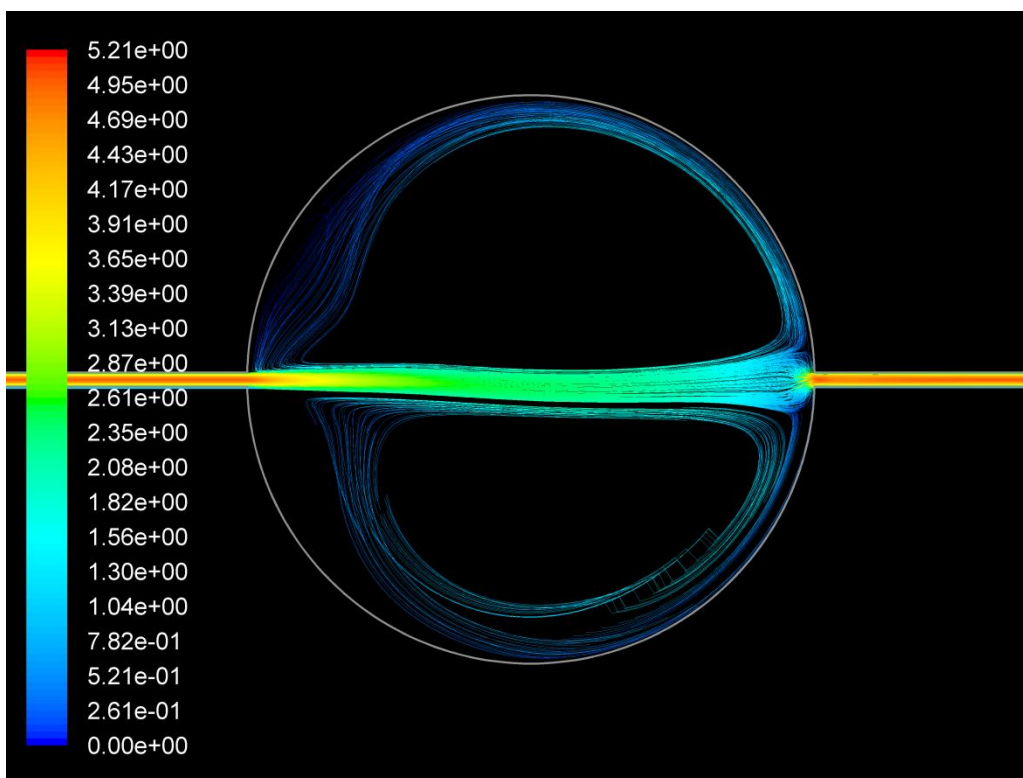


Vektory rychlosti v expanzní trojúhelníkového průřezu

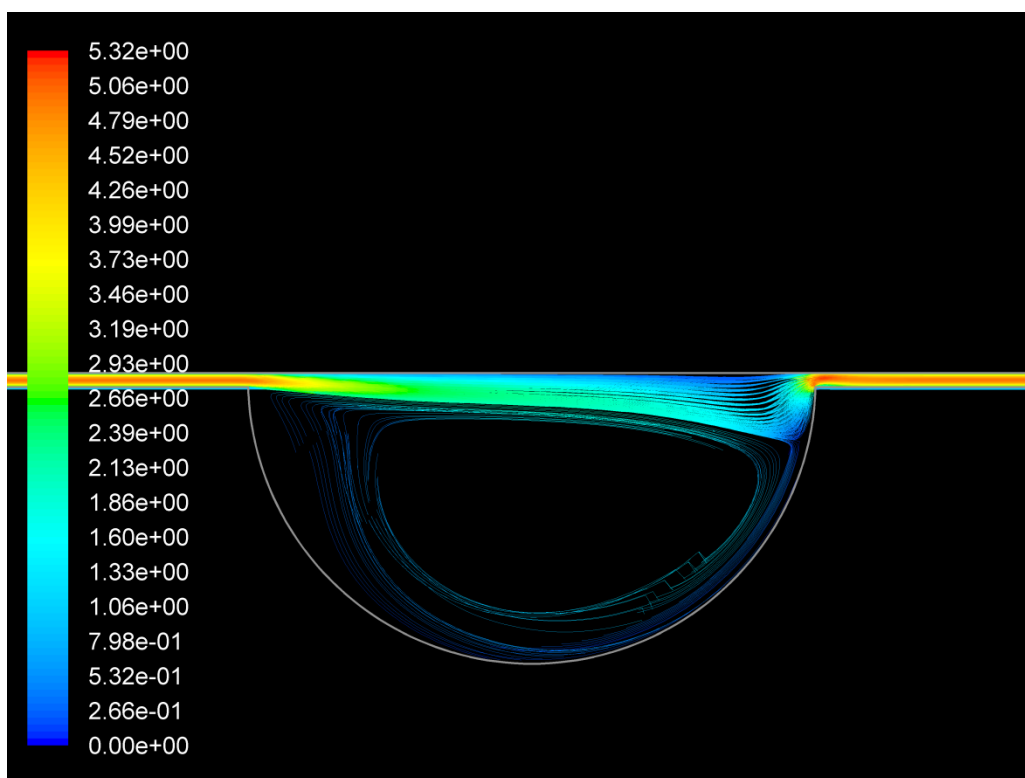
Příloha 3 – Vykreslení proudnic ve zbylých expanzních dutinách



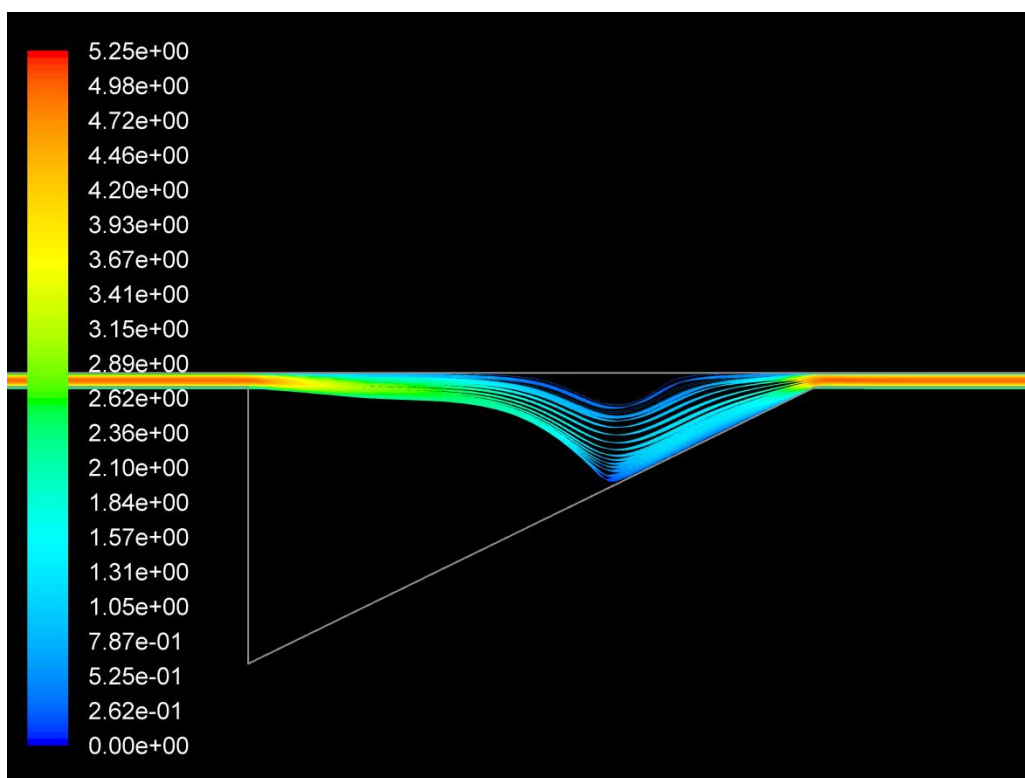
Proudnice v expanzní dutině obdélníkového průřezu



Proudnice v expanzní dutině kruhového průřezu



Proudnice v expanzní dutině půlkruhového průřezu



Proudnice v expanzní dutině trojúhelníkového průřezu