



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

NUMERICKÁ ANALÝZA VLIVU TVARU TĚSNÍCÍ SPÁRY NA PARAMETRY ODSTŘEDIVÉHO ČERPADLA

NUMERICAL ANALYSIS OF ANNULAR SEALING GAP INFLUENCE ON CENTRIFUGAL PUMP
PERFORMANCE

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Kryštof Lebeda

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. David Štefan, Ph.D.

BRNO 2025

Zadání diplomové práce

Ústav: Energetický ústav
Student: **Bc. Kryštof Lebeda**
Studijní program: Energetické a termofluidní inženýrství
Studijní obor: Fluidní inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. David Štefan, Ph.D.**
Akademický rok: 2024/25

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.1111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Numerická analýza vlivu tvaru těsnící spáry na parametry odstředivého čerpadla

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Optimálně navržená geometrie těsnící spáry je důležitým faktorem ovlivňující nejen celkovou účinnost odstředivého čerpadla, ale také jeho spolehlivost s ohledem na dynamické vlastnosti při provozu.

Cíle diplomové práce:

Student provede návrh a CFD výpočet nové geometrie těsnící spáry odstředivého čerpadla. Výsledky budou mezi sebou porovnány s ohledem na efektivitu jak samotné spáry, tak i celého čerpadla.

Seznam doporučené literatury:

GÜLICH, Johann Friedrich. Centrifugal Pumps [online]. 3. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2014 [cit. 2020-09-09]. DOI: 10.1007/978-3-642-40114-5. ISBN 978-3-642-40113-8. Dostupné z: <https://www.springer.com/gp/book/9783662518281>

BLÁHA, Jaroslav a Karel BRADA. Příručka čerpací techniky. Praha: Vydavatelství ČVUT, 1997. ISBN 80-01-01626-9.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2024/25

V Brně, dne

L. S.

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

doc. Ing. Jiří Hlinka, Ph.D.
děkan fakulty

Abstrakt

Tato diplomová práce se zabývá numerickou analýzou vlivu různých tvarů těsnicích kruhů v těsnicích spárách na vybrané parametry radiálního odstředivého čerpadla. Pomocí CFD (Computational fluid dynamics) simulací byly analyzovány varianty zahrnující změnu světlosti těsnicího kruhu, radiální drážkování rotoru i statoru, změnu sklonu napojení a izotropické drážkování statoru. Výpočty byly provedeny na sestavě čerpadla se specifickými otáčkami $n_s = 108 \text{ min}^{-1}$. Z výsledků vyplynulo, že nejvýznamnějším faktorem ovlivňujícím účinnost a dynamiku byla tloušťka předního těsnicího kruhu. Ze všech zkoumaných tvarů těsnicího kruhu byla jako nejvhodnější z hlediska ztrátového průtoku i působení radiální síly vyhodnocena labyrintová úprava. Při vhodně velkém a častém izotropickém drážkování statoru docházelo ke změně tvaru účinnostní křivky a ke snížení frekvence amplitudy radiální síly.

Summary

This master's thesis deals with the numerical analysis of the influence of various sealing ring geometries in annular seals on selected parameters of a radial centrifugal pump. CFD simulations were used to investigate design modifications including variations in sealing ring thickness, radial grooving of both rotor and stator, changes in connection angle, and isotropic grooving of the stator surface. The calculations were performed on a pump assembly with a specific speed of 108 min^{-1} . The results showed that the most significant factor affecting both efficiency and dynamic behavior was the thickness of the front sealing ring. Among all tested sealing ring shape modifications, the labyrinth seal geometry was identified as the most effective in terms of efficiency, reducing leakage flow, and minimizing both the amplitude and frequency of the radial force. In addition, sufficiently deep and frequent isotropic grooving led to a change in the shape of the efficiency curve and a reduction in the frequency of radial force amplitude oscillation.

Klíčová slova

Odstředivé čerpadlo, Těsnicí kruh, CFD, Účinnost čerpadla, Objemové ztráty, Dynamika rotoru

Keywords

Centrifugal pump, Sealing ring, CFD, Pump efficiency, Volumetric losses, Rotor dynamics

Bibliografická citace

LEBEDA, K. *Numerická analýza vlivu tvaru těsnicí spáry na parametry odstředivého čerpadla*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2025. 61 s., vedoucí diplomové práce: Ing. David Štefan, Ph.D..

Prohlašuji, že předkládaná diplomová práce je mým vlastním dílem. Veškeré použité zdroje jsou uvedeny v seznamu literatury.

Kryštof Lebeda

Brno

.

Rád bych poděkoval rodině za stálou podporu při mém dlouhém studiu. Dále patří poděkování společnosti CENTRUM HYDRAULICKÉHO VÝZKUMU spol. s. r.o. za poskytnutí zadání diplomové práce, 3D modelu čerpadla a odborných konzultací jmenovitě od Ing. Prokopa Moravce, Ph.D. a Ing. Jakuba Starečka, Ph.D. Výpočetní zdroje poskytl projekt e-INFRA CZ (ID:90254), podpořený Ministerstvem školství, mládeže a tělovýchovy ČR, a projekt ELIXIR-CZ (ID:90255), součást mezinárodní infrastruktury ELIXIR. Dále bych chtěl poděkovat vedoucímu práce Ing. David Štefanovi, Ph.D. za cenné rady a pomoc při tvorbě práce.

Kryštof Lebeda

Obsah

Úvod	9
1 Odstředivá čerpadla	10
1.1 Rozdělení odstředivých čerpadel	10
1.2 Charakteristika čerpadla	10
1.3 Ztráty v čerpadle	12
2 Těsnicí spáry	14
2.1 Proudění těsnicí spárou	14
2.2 Vliv těsnicí spáry na dynamiku čerpadla	15
2.2.1 Radiální složka síly	15
2.2.2 Obvodová složka síly	16
2.2.3 Zlepšení dynamických vlastností spáry	17
3 Rešerše vlivu tvaru těsnicích spár	18
3.1 Přímé těsnicí spáry bez drážkování	18
3.2 Těsnicí spáry se šroubovitým drážkováním	20
3.3 Labyrintové těsnicí spáry	21
3.4 Těsnicí spáry se vzorováním povrchu	24
4 Numerické simulace	27
4.1 Geometrie a síť	28
4.1.1 Sací trouba	29
4.1.2 Oběžné kolo	30
4.1.3 Rozvaděč a spirála	30
4.1.4 Těsnicí spára přední	31
4.1.5 Těsnicí spára zadní	31
4.2 Nastavení řešiče	32
4.3 Okrajové podmínky	32
4.4 Sledované veličiny	33
4.4.1 Studie nezávislosti sítě	34
4.5 Rychlá Fourierova transformace	35
5 Výsledky simulací	37
5.1 Změna tloušťky spáry	37
5.2 Změna tvaru spáry	44
5.3 Změna sklonu napojení	48

5.4 Izotropní drážkování	51
Závěr	57
Literatura	59

Úvod

Odstředivá čerpadla patří mezi nejrozšířenější typy čerpadel a to zejména díky své spolehlivosti a široké škále použití. Skládají se z rotoru (oběžného kola a hřídele) a statoru (spirála, rozváděcí lopatky, skříň), v meziprostorech rotoru a statoru pak dochází vlivem nárůstu tlaku v oběžném kole ke zpětnému proudění, tím dochází k objemovým ztrátám a poklesu účinnosti. Tyto meziprostory se nazývají těsnicí spáry a obsahují těsnicí kruh, což je místo, které je konstruováno tak aby zvyšovalo tlakovou ztrátu, což vede ke zmenšování ztrátového průtoku. Při proudění kapaliny těsnicí spárou dochází k interakci kapaliny a rotoru. Tato interakce způsobuje efekt v podobě přídavné hmotnosti, tuhosti a tlumení. Způsob proudění kapaliny ve spáře má tedy výrazný vliv i na dynamiku stroje.

Cílem této diplomové je pomocí numerických výpočtů porovnat různé typy úprav tvarů těsnicích kruhů na základě vybraných parametrů, jako jsou například dopravní výška, účinnost, velikost a průběh sil nebo ztrátový průtok. A to pro vybrané radiální odstředivé čerpadlo od firmy CENTRUM HYDRAULICKÉHO VÝZKUMU spol. s. r. o. se specifickými otáčkami $n_s = 108 \text{ min}^{-1}$, kolenovou savkou, rozváděcími lopatkami a spirálou.

Výsledkem práce by měl být přehled možností úprav tvaru těsnicího kruhu pro vybrané čerpadlo. Ale i obecné srovnání různých přístupů při návrhu těsnicího kruhu odstředivého radiálního čerpadla. Varianty tvaru těsnicího kruhu jsou počítány a vyhodnocovány pro stejné okrajové podmínky a také počítány v kompletní sestavě čerpadla.

První kapitola popisuje základní pojmy v oblasti odstředivých čerpadel, jako jsou například čerpadlové charakteristiky a typy ztrát. Navazující druhá kapitola je pak věnovaná těsnicím spárám v odstředivých čerpadlech, je zde popsán způsob proudění v těsnicí spáře, vliv proudění na dynamiku rotoru a možnosti úprav pro zlepšení dynamických vlastností.

Ve třetí kapitole je prezentována rešerše zaměřená na vliv změny tvaru těsnicího kruhu na různé parametry. Záměrem kapitoly bylo vytipovat různé druhy úprav pro praktickou část práce. V rešerši byly prezentovány úpravy přímého těsnicího kruhu bez drážkování pomocí změny tloušťky a úhlu napojení před oběžné kolo. Následně byly zmíněny úpravy tvaru těsnicího kruhu jako šroubovitě nebo labyrintové drážkování. V závěru kapitoly je prezentováno izotropní vzorování statoru různých tvarů.

Čtvrtá kapitola je věnována numerickým simulacím. Je zde prezentována krátká teorie o numerickém modelování jednofázového, transientního proudění. Dále je zde představena geometrie počítaného čerpadla, studie nezávislosti výpočetní sítě a síť jednotlivých domén. Následně jsou ukázány zvolené okrajové podmínky a nastavení řešiče. Na závěr kapitoly jsou představeny sledované veličiny a způsob jejich výpočtu.

V páté kapitole jsou ukázány výsledky numerických simulací úprav těsnicích kruhů. Varianty jsou porovnány na základě veličin jako dopravní výška, hydraulický příkon, hydraulická účinnost či ztrátový průtok. V rámci dynamiky byly varianty těsnicího kruhu porovnány pomocí průměrné hodnoty axiální síly, frekvence a amplitudy radiální síly. Dále byly v různých řezech čerpadlem vykresleny kontury vířivosti a velikosti rychlostí.

1 Odstředivá čerpadla

Odstředivá čerpadla jsou lopátkové stroje využívající odstředivé síly k přeměně mechanické energie oběžného kola na hydraulickou energii kapaliny [3]. Tato práce se zaměřuje na radiální odstředivé čerpadlo s uzavřeným oběžným kolem, pravoúhlou kolenovou savkou a spirálou s rozváděcími lopatkami. Statické díly (spirála, savka) jsou propojeny skříní. Aby byla umožněna rotace oběžného kola, je mezi skříní a oběžným kolem mezera, ta se nazývá těsnicí spára.

1.1 Rozdělení odstředivých čerpadel

Odstředivá čerpadla lze dělit podle několika parametrů jako například:

Podle směru proudění média na výstupu z oběžného kola:

- radiální čerpadla – kapalina vystupuje kolmo na osu rotace,
- axiální čerpadla – kapalina vystupuje ve směru osy rotace,
- diagonální čerpadla – kapalina proudí diagonálně [2].

Podle počtu stupňů:

- jednostupňová – obsahují jedno oběžné kolo,
- více-stupňová – mají více oběžných kol zapojených za sebou, umožňují dosažení vyšších dopravních výšek [3].

Podle konstrukce oběžného kola:

- uzavřené kolo – oběžné kolo s krycím diskem,
- polootevřené kolo – bez krycího disku,
- otevřené kolo – bez krycího disku a s výraznými výřezy v nosném disku [2].

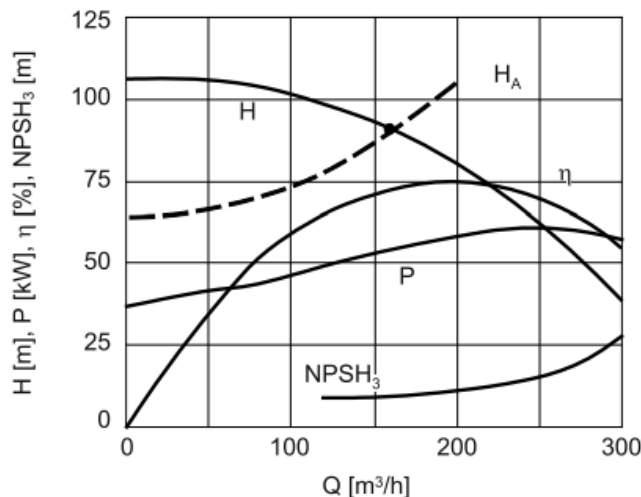
1.2 Charakteristika čerpadla

Vlastnosti odstředivého čerpadla je možné charakterizovat na základě několika parametrů:

- průtoku Q [l/s],
- měrné energie Y [m^3/s], či dopravní výšky H [m],
- příkonu P [kW],
- účinnosti η ,

- čisté kladné sací výšky NPSH [m] [3].

Tyto parametry nám dávají informace o chování čerpadla pro vybrané konstantní otáčky čerpadla n . Naměřené či vypočítané parametry se zpravidla uvádějí v závislosti na průtoku jako tzv. výkonové charakteristiky čerpadla. Charakteristika čerpadla je zobrazena na obrázku 1.1:



Obrázek 1.1: Charakteristika radiálního čerpadla a charakteristika systému H_A [m] [2].

Měrná energie a dopravní výška čerpadla

Měrná energie je celková energie předaná kapalině čerpadlem, vztažená na jednotku hmotnosti a definovaná dle rovnice 1.1 [2]:

$$Y = \frac{p_o - p_i}{\rho} + \frac{c_o^2 - c_i^2}{2} + z \cdot g, \quad (1.1)$$

kde p_i a p_o [Pa] je statický tlak na vstupu a na výstupu čerpadla, c_i a c_o [m/s] je absolutní rychlost kapaliny na vstupu a výstupu čerpadla, ρ [kg/m^3] je hustota dopravované kapaliny, z [m] je výškový rozdíl vstupu a výstupu a g [m/s^2] je gravitační zrychlení. Jednotky měrné energie pak jsou [J/kg]

Dopravní výška je pak výška, do které je schopné čerpadlo vytlačit dopravovanou kapalinu. Vztah mezi měrnou energií a dopravní výškou je následující, viz rovnice 1.2 [2]:

$$H = \frac{Y}{g}, \quad (1.2)$$

kde jednotky dopravní výšky jsou [m].

Účinnost

Účinnost čerpadla lze rozdělit následujícím způsobem:

- **Hydraulická účinnost** η_h [%] je účinnost čerpadla bez mechanických ztrát v ložiscích. Zahrnuje pouze hydraulické ztráty [3].

- **Celková účinnost** η_c [%] je charakterizovaná podílem výkonu předaného kapalině, tzv. užitečného výkonu P_u [kW] a příkonu elektromotoru P_{el} [kW] dle rovnice 1.3 [3]:

$$\eta_c = \frac{P_u}{P_{el}}. \quad (1.3)$$

Specifické otáčky čerpadla

Specifické otáčky n_s [min^{-1}] je charakteristický parametr odvozený z podmínek podobnosti, který umožňuje srovnání oběžných kol různých velikostí čerpadel, i když se jejich provozní údaje liší (průtok a dopravní výška v návrhovém bodě, otáčky). Pomocí specifických otáček lze definovat optimální typ čerpadla (radiální, diagonální, axiální) a odpovídající charakteristické křivky čerpadla [4]. Pro výpočet specifických otáček se používá empirický vztah dle rovnice 1.4 [3]:

$$n_s = 3.65 \cdot \frac{n}{\sqrt{H}} \cdot \sqrt{\frac{Q}{\sqrt{H}}}, \quad (1.4)$$

kde n [min^{-1}] jsou otáčky čerpadla, H [m] je dopravní výška a Q je objemový průtok [m^3/s].

1.3 Ztráty v čerpadle

Při průtoku kapaliny čerpadlem dochází k hydraulickým ztrátám, které snižují účinnost čerpadla. Celkové ztráty se poté skládají ze ztrát třecích, objemových a mechanických.

Třecí (diskové) ztráty

Při průchodu kapalinou čerpadlem dochází k třecím ztrátám v celém systému (savka, oběžné kolo, rozváděcí lopatky, spirála). V oběžném kole dochází k třecím ztrátám na lopatkách, krycím a nosném disku [2].

Zásadní složkou třecích ztrát je interakce kapaliny s rotujícím krycím a nosným diskem v meziprostoru skříně a oběžného kola. Ztráty jsou způsobeny smykovým napětím vyvolaných na plochách disků čerpadla. Na velikost diskových ztrát mají vliv hlavně tyto parametry:

- Reynoldsovo číslo,
- drsnost ploch disků a skříně oběžného kola,
- velikost a tvar meziprostoru oběžného kola,
- mezní vrstva,
- objemové ztráty [2].

Objemové ztráty

Při průtoku kapaliny oběžným kolem dochází z důvodů netěsností mezi statorem a roto-rem čerpadla, případně v prvcích pro vyrovnání axiální síly, k propojení sání a výtlačku

čerpadla. Z důvodu tlakové diference mezi výtlakem a sáním, pak dochází v meziprostorech skříně a oběžného kola k odklonění části kapaliny od hlavního proudu a zpětnému proudění tím i ztrátovému průtoku Q_z . Objemová účinnost (viz rovnice 1.5) je pak dána poměrem průtoku na výtlaku a celkového průtoku, který musí oběžné kolo zpracovat [3]:

$$\eta_V = \frac{Q}{Q + Q_z} \quad (1.5)$$

Ztráty způsobené disipací vírů

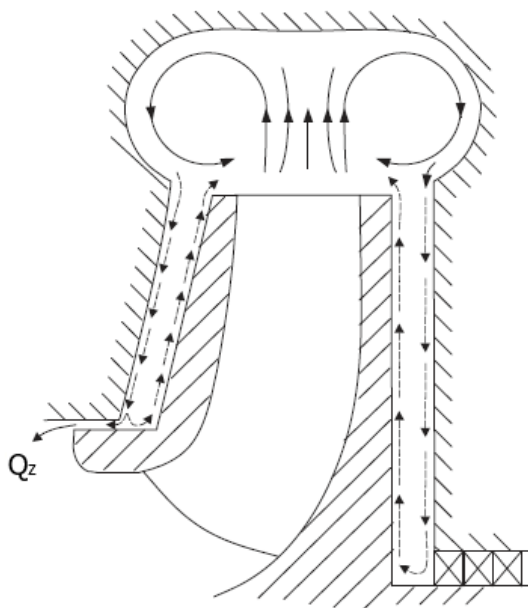
V reálném proudění je rozdělení rychlosti většinou nerovnoměrné. Nerovnoměrné proudění způsobuje ztráty turbulentní disipací prostřednictvím výměny hybnosti mezi proudnicemi. Tyto tlakové ztráty se označují jako „směšovací“ ztráty. Takové ztráty vznikají například při proudění zakřivenými kanály, armaturami, difuzory, oběžnými koly nebo při proudění kolem profilů, vozidel či jiných těles. Vzhledem ke složitému třírozměrnému charakteru proudění nelze tyto ztráty teoreticky předpovědět [2].

2 Těsnicí spáry

Jak již bylo zmíněno, v meziprostorech čerpadla a skříně dochází k nežádoucím objemovým ztrátám. Velikost meziprostoru je konstruována bezpečně tak, aby nedošlo ke kontaktu rotoru a statoru při provozu. Tento kontakt by mohl být zapříčiněn například tepelnou roztažností nebo vibracemi. V této práci je tento meziprostor označován jako těsnicí spára, nejtěsnější místo těsnicí spáry pak jako těsnicí kruh. Ten pak slouží k maximalizaci tlakového odporu, a tedy i k minimalizaci objemových ztrát. Velikost objemových ztrát následně přímo ovlivňuje celkovou účinnost čerpadla.

2.1 Proudění těsnicí spárou

Radiální směr proudění v těsnicí spáře je vyvolán tlakovou diferencí na těsnicí spáře. Obvodový směr proudění je vyvolán rotací krycího disku oběžného kola. Proudění v těsnicí spáře je nastíněno na obrázku 2.1.



Obrázek 2.1: Proudění v meziprostorech čerpadla [2].

Pro snížení průtoku těsnicí spárou je vhodné snížit její světlost a zvýšit drsnost, pro těsné tolerance se však tyto požadavky často vzájemně vylučují. Ke zvýšení odporu proti proudění se pak používají různé tvary drážkování, těsnicí labyrinty nebo například umělé zdrsňování pomocí vzorování povrchu [1]. Tvar těsnicí spáry následně ovlivňuje i charakter proudění v meziprostorech statoru a rotoru, čímž může výrazně měnit i dynamiku celého čerpadla.

Pro výpočty objemových ztrát skrze těsnicí spáry lze použít různé analytické vzorce vycházející z naměřených dat. Při výpočtech lze však, z důvodu mnoha ovlivňujících fak-

torů, nastat chyba až 30% [2]. Při optimalizaci tvaru těsnicí spáry pro konkrétní aplikace je tedy vhodné porovnání více tvarů spár pomocí měření, či numerických výpočtů.

2.2 Vliv těsnicí spáry na dynamiku čerpadla

Síly působící na rotor od kapaliny v těsnicích spárách lze popsat dle linearizovaných modelů pomocí koeficientů tuhosti k [N/m], tlumení c [$N \cdot s/m$] a přídavné hmotnosti m [kg]. Za předpokladu, že se rotor pohybuje po kružnici s poloměrem menším než polovina tloušťky těsnicí spáry a platí rotační symetrie, tedy síly F_x [N] a F_y [N] jsou symetrické, může být pohybová rovnice rotoru sestavena dle rovnice 2.1 [5]. Při rotační symetrii jsou si diagonální prvky matic rovny a nediagonální mají stejnou velikost pouze s opačnou orientací. Předpoklad rotační symetrie je splněn pro krátké spáry, kde pro poměr délky a průměru spáry platí $L_{sp}/d_{sp} < 0.5$ [2].

$$- \begin{bmatrix} F_x \\ F_y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} K & k \\ -k & K \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X \\ Y \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} C & c \\ -c & C \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{X} \\ \dot{Y} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} M & m \\ -m & M \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{X} \\ \ddot{Y} \end{bmatrix} \quad (2.1)$$

Koeficienty tuhosti, tlumení a hmotnosti na diagonále (K , C , M) popisují síly ve směru posunu, rychlosti nebo zrychlení rotoru. Koeficienty mimo diagonálu pak popisují vztah síly a posunu, jejichž směry jsou na sebe kolmé. Posun v jednom směru může tedy vyvolat sílu působící ve více osách souřadného systému. Časově proměnné síly F_x a F_y lze vyjádřit v relativním souřadném systému rotoru jako radiální složku F_r [N] a obvodovou složku F_Φ [N], které jsou časově nezávislé a jsou vyjádřeny dle rovnic 2.2 a 2.3 [5]. Síly působící na rotor jsou zobrazeny na obrázku 2.2.

$$F_r = (-K - c\Omega + M\Omega^2)R_O \quad (2.2)$$

$$F_\Phi = (k - C\Omega - m\Omega^2)R_O \quad (2.3)$$

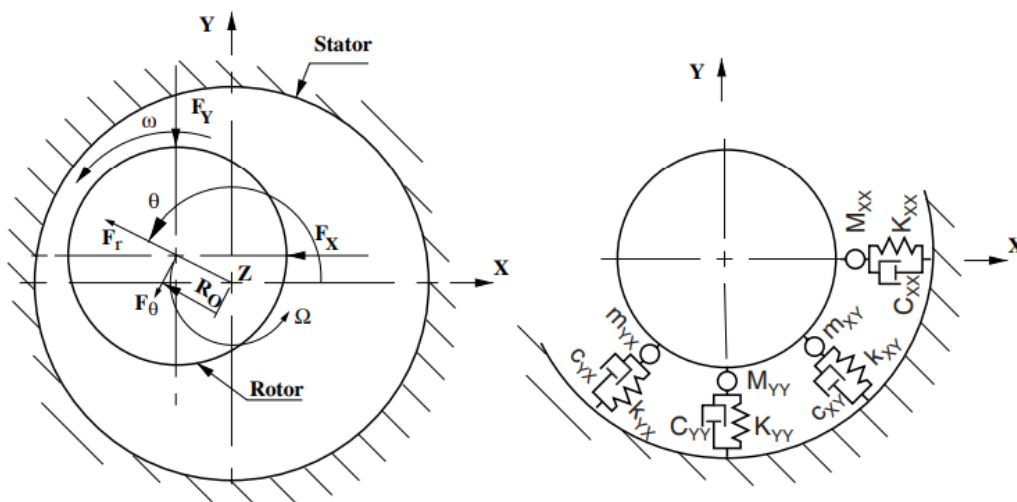
Kde R_O [mm] je excentricita a Ω [rad/s] je úhlová rychlost precese. Koeficienty závisí na geometrii spáry a podmínkách proudění. Jejich velikost je stanovena experimentálně nebo pomocí výpočetních programů.

Precese je pohyb osy rotace tělesa, při kterém se tato osa sama otáčí (opisuje kuželovou plochu). V kontextu rotujících strojů, jako jsou čerpadla nebo turbíny, se precese objevuje v důsledku nevyváženosti rotoru, působení vnějších sil nebo hydrodynamických sil od proudění v těsnicích spárách. Tento jev má zásadní vliv na dynamiku rotoru, protože může vést ke zvýšenému namáhání ložisek, vibracím a v extrémních případech i k mechanickému poškození stroje [5].

2.2.1 Radiální složka síly

Radiální síla působící na rotor je vyvolána dvěma protichůdnými jevy. Prvním je tzv. *Bernoulliho efekt*, který je vyvolán obvodovou složkou rychlosti proudění v těsnicím kruhu. Při excentricitě rotoru a statoru dochází ke zvýšení rychlosti proudění kapaliny, a tedy i poklesu tlaku, v místě zúžení kruhu. Rozdíl tlaků vyvolá radiální sílu decentralizující rotor [2].

Druhým jevem je tzv. *Lomakinův efekt*, který je vyvolán axiální rychlostí proudění.



Obrázek 2.2: Pohyb rotoru, síly působící na rotor a model koeficientů tuhosti, tlumení a hmotnosti [1].

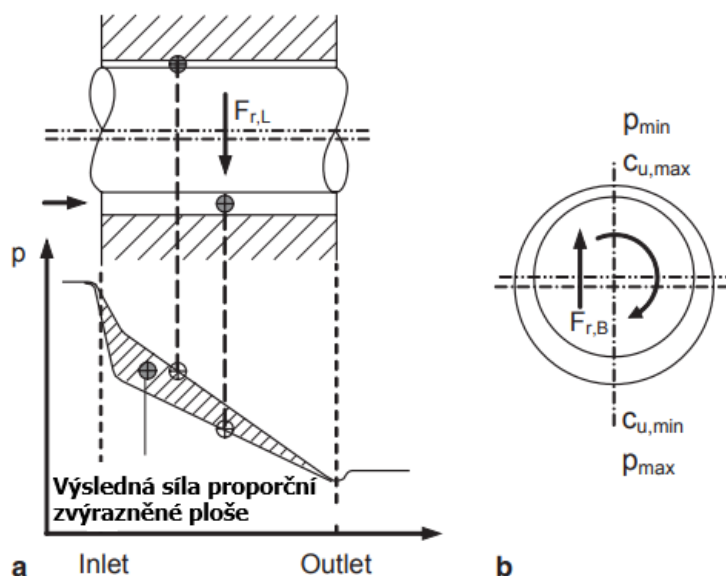
Axiální složka rychlosti proudění roste, z důvodu menších ztrát, s velikostí světlosti těsnicího kruhu. S rostoucí velikostí axiální složky rychlosti proudění roste i tlaková ztráta na vstupu do kruhu, což zapříčiňuje menší hodnoty tlaku po délce kruhu. Při excentricitě rotoru je tedy v užším místě kruhu větší hodnota tlaku po délce kruhu, což vyvolává radiální sílu, která má na rotor středící efekt. Oba zmíněné efekty jsou vizualizovány na obrázku 2.3 [2].

Velikost vlivu zmíněných efektů je dána velikostí obvodové rychlosti. U krátkých těsnicích spár $L_{sp}/R_{sp} < 0,3$, kde L_{sp} je délka kruhu a R_{sp} je poloměr kruhu, se nepředpokládá dostatečné vyvinutí obvodového proudění, pro převládnutí Bernoulliho efektu nad Lomakinovým efektem. U krátkých spár je tedy předpokládána záporná radiální síla se středícím efektem na rotor [2].

Z rovnice 2.2 lze pozorovat, že s narůstající kladnou hodnotou přímé tuhosti K se zmenšuje radiální síla a tedy i radiální výchylka. V případě záporné hodnoty, má radiální síla středící efekt. Těsnicí spáry s větším poměrem axiální rychlosti k obvodové rychlosti proudění mají vyšší hodnoty K . Naopak u spár, které mají velký poměr obvodové složky k axiální složce rychlosti proudění, bude koeficient K nabývat záporných hodnot a zvětšovat výchylku v radiálním směru [1].

2.2.2 Obvodová složka síly

Kladná obvodová síla působí ve směru rotace precese, pokud má obvodová složka síly zápornou hodnotu, působí síla proti precesnímu pohybu a dochází ke stabilizaci rotoru. Z analýzy rovnice 2.3 vyplývá, že hodnota obvodové síly roste s velikostí koeficientu tečné tuhosti k a klesá s velikostí koeficientu přímého tlumení C . S nárůstem obvodové složky rychlosti proudění dochází k zvětšování koeficientu k a zmenšování koeficientu C . Pro dosažení požadovaného efektu stabilizace rotoru, pomocí záporné složky obvodové síly, je potřeba zajistit malou hodnotu poměru obvodové a axiální složky rychlosti proudění ve spáře [1].



Obrázek 2.3: Radiální síly v těsnicí spáře, **a** Lomakinův efekt, **b** Bernoulliho efekt [2].

2.2.3 Zlepšení dynamických vlastností spáry

Velká hodnota poměru obvodové a axiální složky rychlosti proudění má negativní efekt na rotor. Pro zlepšení tlumení a stabilizace rotoru je vhodné zmenšit obvodovou složku rychlosti proudění. Toho lze dosáhnout pomocí zdrsňení povrchu statoru, komor s přepážkami zamezujícími obvodové proudění, vzorování povrchu statoru narušující proudění v obvodovém směru, například s voštinovým tvarem komůrek. Zmenšení obvodové rychlosti lze dosáhnout i zmenšením předrotace (proudění s dominantní obvodovou složkou rychlosti proudění, před vstupem do těsnicí spár). Pro tyto účely jsou používané takzvané vírové brzdy, předsazené těsnicí spáře [2].

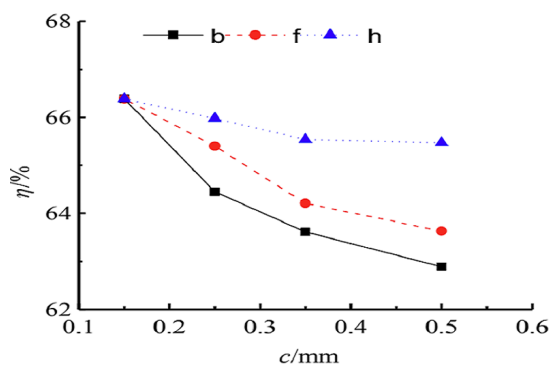
3 Rešerše vlivu tvaru těsnicích spár

Základním a nejjednodušším typem těsnicích kruhů jsou přímé kruhy bez drážkování. Hlavním principem zlepšení těsnicích vlastností spár je zmenšování jejich světlosti. To je však limitováno výrobními tolerancemi a bezpečností při provozu. Pro zmenšení ztrátového průtoku spárou se pak používá drážkování statoru, či rotoru, kde dochází k zavírání a tím zvětšení odporu proti proudění. Při zmenšování ztrátového průtoku spárou dochází i k zmenšování poměru axiální a obvodové složky rychlosti proudění spárou, což může mít destabilizující efekt na rotor. Dynamické vlastnosti rotoru lze zlepšit omezením obvodové složky proudění pomocí vzorování statoru (například s voštinovým tvarem komůrek), či vířivými brzdami, na vstupu do kruhu. V následující kapitole budou diskutovány možnosti zmenšení ztrátového průtoku u vybraných typů těsnicích spár.

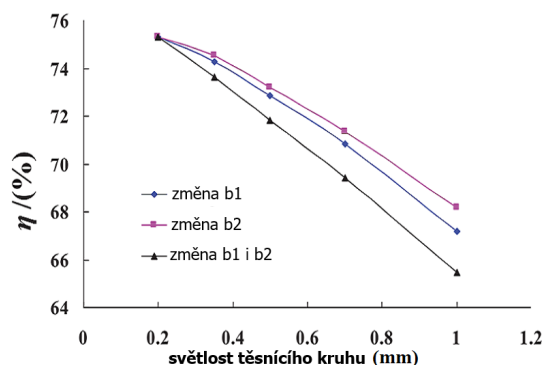
3.1 Přímé těsnicí spáry bez drážkování

Parametry, kterými lze ovlivnit velikost ztrátového průtoku rovným kruhem bez drážkování, jsou světlost, délka a drsnost povrchu statoru a rotoru. Při snaze dosažení co nejlepší těsnicí schopnosti by měla být snaha o co nejmenší světlost a co největší délku a drsnost povrchu těsnicí spáry. Nejdůležitějším ze zmíněných parametrů je pak světlost těsnicího kruhu [2].

V [6] *Zhao* zkoumal rozdíl efektu změny světlosti těsnicího kruhu na krycím disku, kruhu za nosným diskem, kontrolující průtok vyvažovacími otvory a společné změny světlosti obou těsnicích kruhů. Z obrázku 3.1 lze pozorovat, že při změně světlosti obou kruhů, má dominantní efekt změna světlosti předního kruhu na krycím disku čerpadla. Větší efekt změny kruhu krycího disku oproti změně kruhu za nosným diskem zaznamenal i *Shi* v [7] (viz obrázek 3.2).



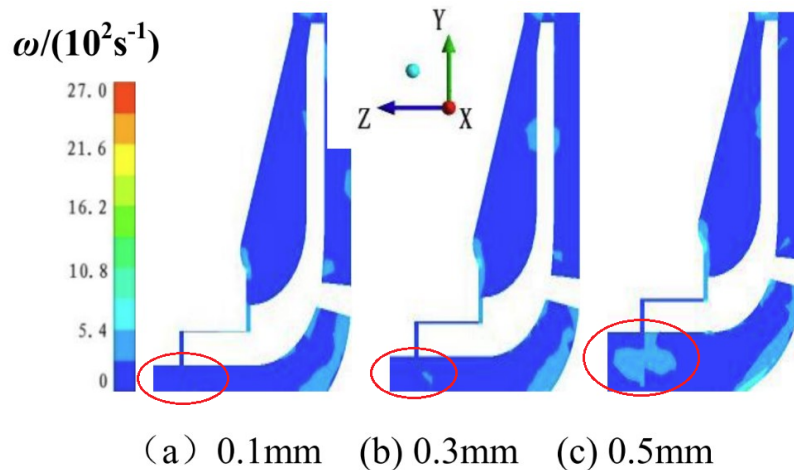
Obrázek 3.1: Vliv změny tloušťky (c) kruhu h - zadní, f - přední a b - obou spár na účinnost čerpadla v optimu [6].



Obrázek 3.2: Vliv změny světlosti kruhu b1 - přední, b2 - zadní a obou spár na účinnost čerpadla v optimu [7].

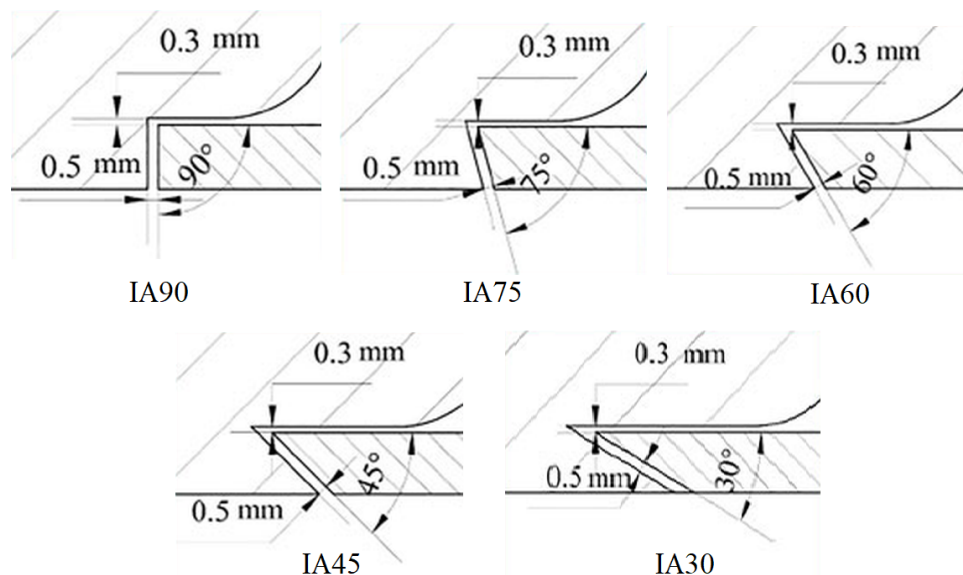
Chen [8] provedl numerickou analýzu vlivu světlosti na charakter proudění v čerpadle.

S menší světlostí těsnicího kruhu klesalo i zavíření na výstupu z těsnicího kruhu (viz obrázek 3.3), což zvětšovalo účinnost i dopravní výšku čerpadla. Při zmenšování světlosti těsnicího kruhu se zmenšovala i radiální síla působící na oběžné kolo.



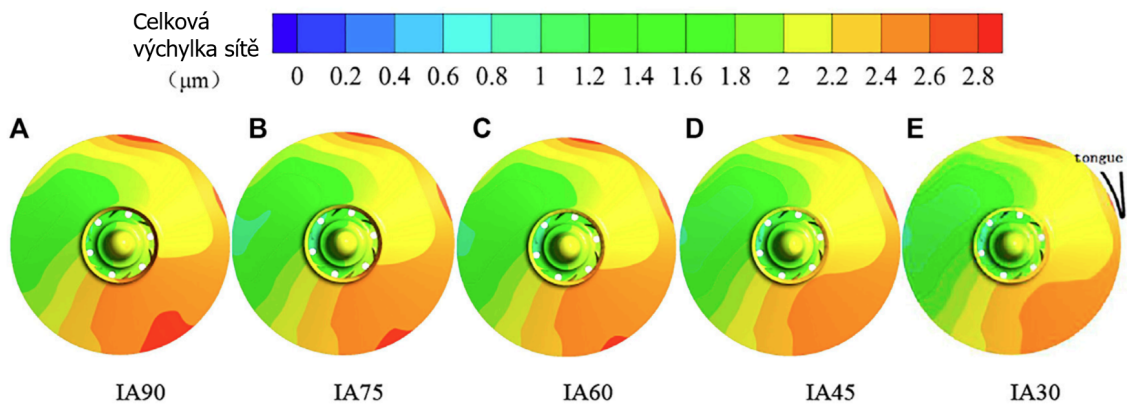
Obrázek 3.3: Hodnoty rotoru rychlosti v plošném řezu čerpadla v závislosti na tloušťce těsnicího kruhu [8].

Vlivem úhlu sklonu napojení těsnicí spáry před oběžným kolem se zabýval *Jia* v [9] (viz obrázek 3.4). A to pomocí experimentu i numerické analýzy interakce tělesa s kapalinou.



Obrázek 3.4: Schéma různých napojení spáry na vstupu do čerpadla [9].

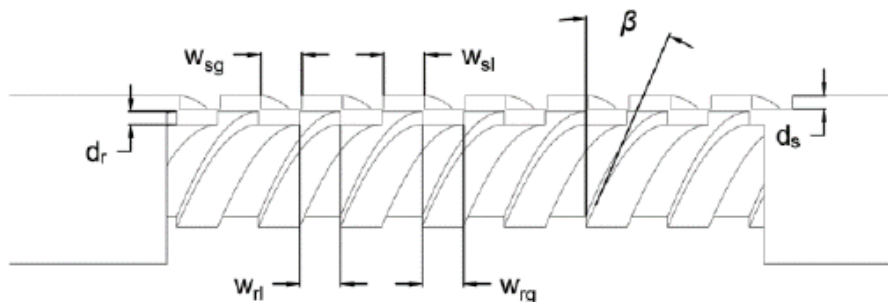
Zmenšení úhlu napojení (ve směru hlavního proudu) se projevilo na vyšších hodnotách účinnosti a dopravní výšky. Úhel napojení zvětšil odpor v těsnicí spáře a tím tak zmenšil ztrátový průtok spárou, dále způsobil lepší napojení proudu ztrátového průtoku do hlavního proudu (do sání čerpadla). Lepší napojení proudu zmenšovalo zavíření na vstupu do oběžného kola, což mělo za následek zvýšení účinnosti čerpadla. Větší zavíření na vstupu může také zvětšovat tlakové pulzace v čerpadle. S menším úhlem napojení byly naměřeny menší hodnoty tlakových pulzací a zároveň došlo k potlačení vibrací na čerpadle (viz obrázek 3.5).



Obrázek 3.5: Rozložení vibrací na čerpadle pro různé úhly napojení, kde číslo v názvu typu čerpadla odpovídá úhlu napojení [9].

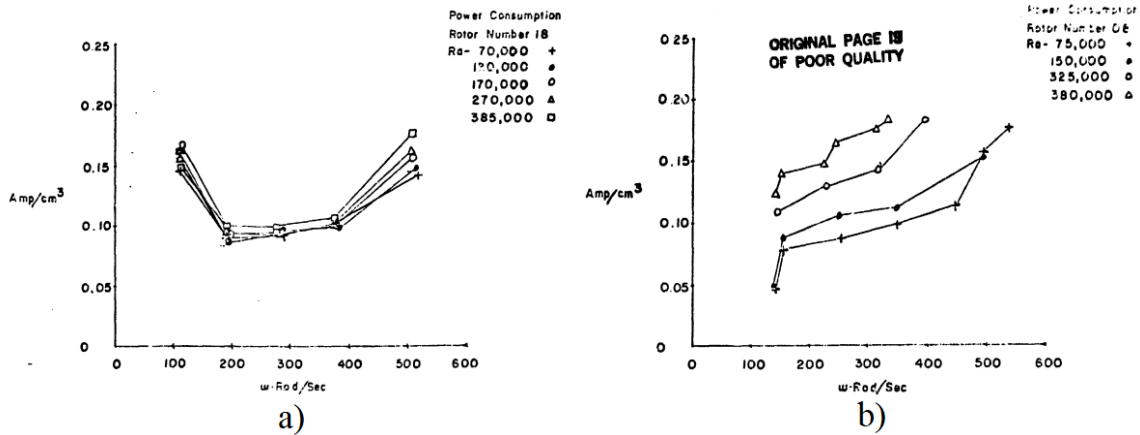
3.2 Těsnicí spáry se šroubovitým drážkováním

Principem těsnících spár se šroubovitým drážkováním těsnícího kruhu je vytvoření efektu čerpání v opačném směru, než je směr toku ztrátového průtoku. Hlavní parametry ovlivňující účinek drážkování jsou šířka drážek (w_s, w_r), hloubka drážek (d_s, d_r), světlost těsnícího kruhu (vůle mezi rotorem a statorem), úhel stoupání drážek (β) a délka těsnícího kruhu [10]. Základní schéma těsnícího kruhu se zmíněnými rozměry lze vidět na obrázku 3.6.



Obrázek 3.6: Šroubovitě drážkování kruhu na rotoru i statoru čerpadla [10].

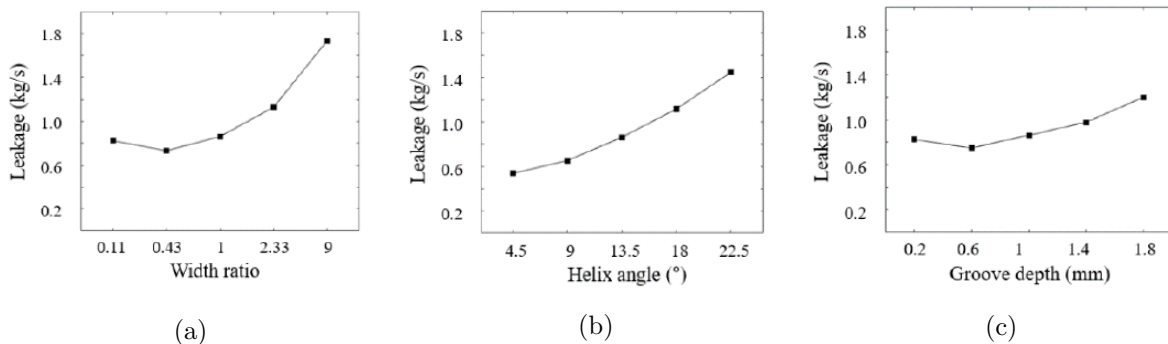
Childs v [11] provedl měření za účelem zjištění vlivu úhlu stoupání (β), rozměrů drážek (w_s, w_r, d_s, d_r), světlosti těsnícího kruhu a drsnosti povrchu na ztrátový průtok spárou. Z měření vyplynulo, že těsnicí vlastnosti se zlepšovaly s menšími rozměry drážky a menším úhlem stoupání. S většími otáčkami čerpadla rostl také vliv čerpání drážkami a tím se se zmenšoval i ztrátový průtok spárou. Šroubovitě drážkování vykazovalo lepší těsnicí schopnosti než obyčejné spáry bez drážkování s hladkým povrchem. Šroubovitě drážkování výrazně zvyšovalo příkon na čerpadle oproti spárám bez drážkování, jak lze pozorovat na obrázku 3.7.



Obrázek 3.7: Porovnání vývoje hustoty příkonu v závislosti na otáčkách pro a) rotor bez drážkování a b) rotor s šroubovitým drážkováním [11].

Ve studii [10] byla provedena numerická analýza vlivu použití společného šroubovitého drážkování na rotoru i statoru (viz obrázek 3.6) oproti drážkování pouze na rotoru nebo statoru. Zároveň byl vyhodnocen vliv úhlu stoupání a rozměrů drážek na těsnicí schopnosti kruhu. Použití střídavého drážkování na rotoru i statoru vedlo ke výraznému snížení ztrátového průtoku oproti samotnému drážkování rotoru či statoru. Z úprav parametrů drážek se jako nejzásadnější ukázala změna úhlu stoupání drážky β . Důvodem je menší axiální složka proudění a větší délka drážky, která zapříčinuje větší ztráty [12].

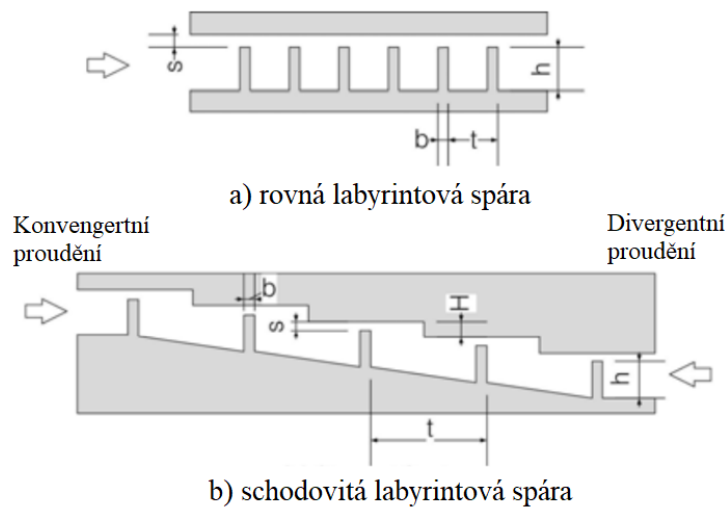
Na obrázku 3.8 lze pozorovat vliv změny parametrů drážky na ztrátový průtok těsnicí spárou. Zmenšením úhlu náklonu drážky β a rozměrů drážky vede ke zlepšení těsnicích schopností. Na obrázku 3.8 na grafech a) a c) lze však pozorovat, že efekt zmenšování rozměrů drážky má své minimum. Příliš malou šířkou i hloubkou může dojít k eliminaci zavíření uvnitř prostoru drážky a zvětšení ztrátového průtoku.



Obrázek 3.8: Vliv a) poměru šířky a rozestupu, b) úhlu náklonu a c) hloubky drážky na ztrátový průtok těsnicího kruhu [10].

3.3 Labyrintové těsnicí spáry

Labyrintové těsnicí spáry využívají zavíření, v několika po sobě jdoucích radiálních drážkách, ke zvýšení odporu proti proudění a snížení ztrátového průtoku těsnicí spárou. Drážky labyrintu jsou vytvořeny přepážkami. Ke zlepšení těsnicí schopnosti kruhu lze využít zvýšení počtu labyrintových drážek, zmenšení světlosti těsnicího kruhu nebo změny geometrie přepážky [13]. Schéma dvou různých typů labyrintových spár lze vidět na obrázku 3.9.



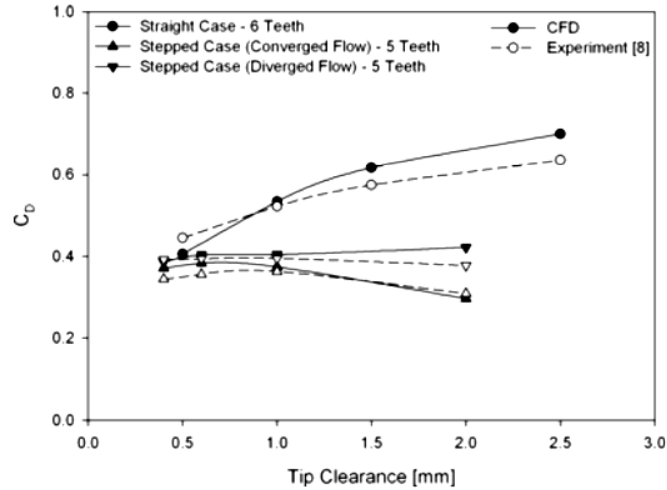
Obrázek 3.9: Schéma a) rovné a b) schodovité labyrinthového kruhu [15].

V [14] *Zhao* zkoumal efekt změny rozměrů a počtu drážek na přímé labyrinthové těsnicí spáře. Intenzita turbulence v drážce se zvyšovala při zmenšení hloubky a zvětšení tloušťky drážky. Větší turbulence v drážce zlepšuje těsnicí schopnosti kruhu. Dále bylo zjištěno, že při zachování konstantní délky kruhu je, s ohledem na velikost ztrátového průtoku, výhodnější použití menšího počtu drážek s větší šířkou.

Kim v [15] porovnal přímé a schodovité labyrinthové těsnění (viz obrázek 3.9 s ohledem na výtokový koeficient (definovaný rovnicí 3.1), pro různé světlosti kruhu. Na schodovité těsnicí spáře byly zaznamenány menší hodnoty výtokového koeficientu, a to pro oba směry (klesající/konvengentní a stoupající/divergentní) proudění spárou. Na grafu 3.10 lze pozorovat, že změna světlosti kruhu má daleko výraznější vliv na přímou labyrinthovou spáru. Použití schodovitého uspořádání má výhody oproti přímému uspořádání v případě větší světlosti kruhu. Nejmenší hodnoty výtokového koeficientu vykazovala labyrinthová spára při divergentním proudění. Výtokový koeficient C_D je definován následující rovnicí 3.1 [15]:

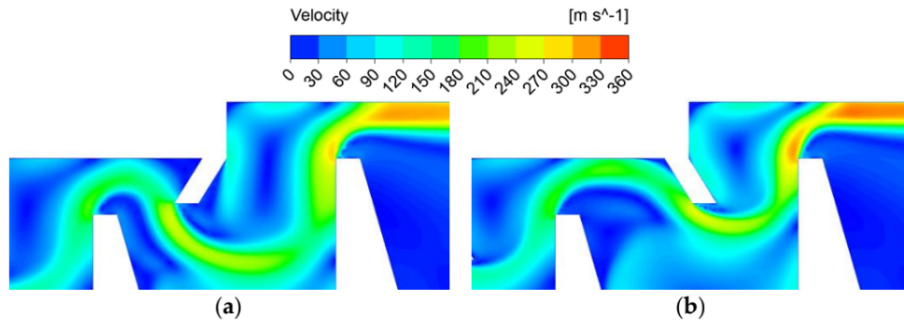
$$C_D = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_{id}} \quad (3.1)$$

kde \dot{m} [kg/s] je reálný hmotnostní průtok spárou a \dot{m}_{id} [kg/s] je ideální hmotnostní průtok spárou.



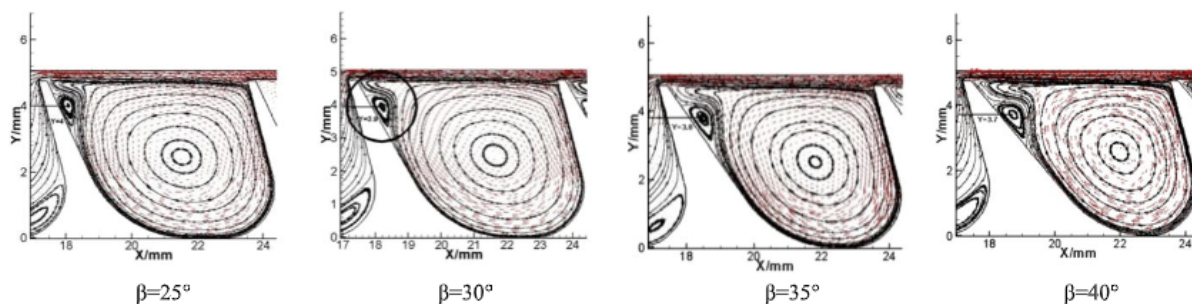
Obrázek 3.10: Vliv tloušťky těsnicího kruhu na výtokový koeficient různých konfigurací labyrintového těsnění [15].

Možnostmi zvýšení turbulence v drážce labyrintu pomocí přidavných žebër na statoru se v [16] zabýval *Hur*. Přidání žebra zmenšuje ztrátový průtok. Dále byl zkoumán vliv délky a úhlu náklonu žebra. Ukázalo se, že při zvětšování obou geometrických parametrů žebra docházelo k zmenšování ztrátového průtoku. Vliv změny úhlu náklonu žebra na rychlost proudění ve spáře lze pozorovat na obrázku 3.11.



Obrázek 3.11: Vliv náklonu a) 60° a b) 120° žebra na rychlost proudění ve schodovité labyrintové spáře [16].

Důležitým parametrem ovlivňující proudění labyrintovým těsněním je i tvar labyrintové přepážky, kterým se zabýval *Zhang* v [17]. Výrazný vliv na výtokový koeficient (definovaný rovnicí 3.1) měl sklon zadní strany přepážky. Při zvětšování úhlu se zvětšovala i recirkulace na zadní stěně přepážky (viz obrázek 3.12), díky které docházelo k větší disipaci a zmenšení výtokového koeficientu. Výtokový koeficient se snižoval i při zvětšování tloušťky přepážky. Hrany přepážky a vzorování statoru by měly být co nejostřejší, následné odtržení proudu způsobí větší oblast recirkulace a tím zmenší ztrátový průtok spárou [18].

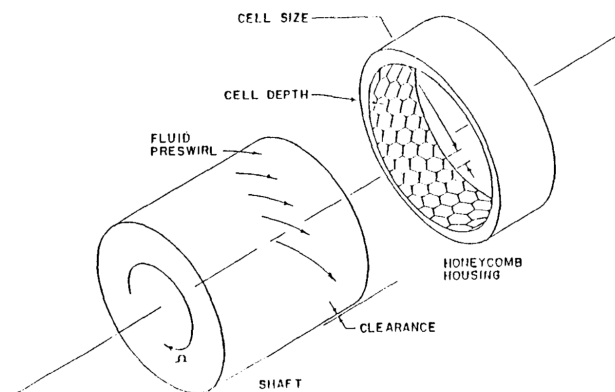


Obrázek 3.12: Vliv sklonu zadní strany přepážky na proudění v labyrintové spáře [17].

3.4 Těsnicí spáry se vzorováním povrchu

Vzorování povrchu rotoru, či statoru těsnicích spár je tvořeno malými komůrkami, různých tvarů, které zvyšují drsnost povrchu kruhu a tím mohou snižovat ztrátový průtok spárou. V případě vzorování na statoru dochází k omezení obvodové složky rychlosti tekutiny a tím zlepšení dynamických vlastností stroje.

Hlavní parametry ovlivňující proudění kruhem s voštinovým vzorováním jsou velikost komůrek a světlost kruhu, z okrajových podmínek mají největší roli předrotace kapaliny a tlaková diference mezi výtlakem a sáním [19]. Childs v [20] provedl experimentální srovnání labyrintových spár, rovných spár bez drážkování a rovných spár s voštinovým vzorováním. Voštinové těsnicí kruhy vykazovaly nejmenší ztrátový průtok a zároveň nejlepší dynamické vlastnosti v případě předrotace kapaliny ve směru rotace rotoru, jak je zobrazeno na obrázku 3.13.

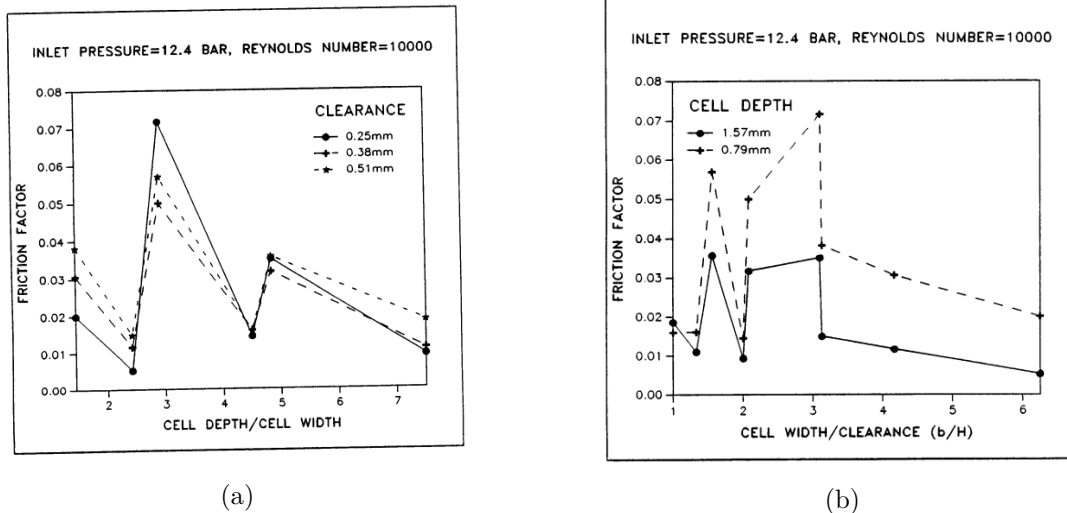


Obrázek 3.13: Schéma těsnicího kruhu s voštinovým (honeycomb) vzorováním [20].

Ha v [21] zjišťoval vliv šířky a hloubky voštinových komůrek a světlosti kruhu na velikost součinitele tření. Voštinové vzorování vykazovalo obecně vyšší hodnoty třecího součinitele dle rovnice 3.2. Bylo zjištěno, že hodnota součinitele se mění se změnou poměru šířky a hloubky komůrky a poměru šířky a světlosti kruhu, kde v určitém ideálním poměru nabývá maximální hodnoty (viz obrázek 3.14). Použití voštinového vzorování těsnicích kruhů vede obecně k zmenšení ztrátového průtoku spárou, ale při návrhu je třeba zvážit rozměry komůrek a světlost kruhu pro danou aplikaci.

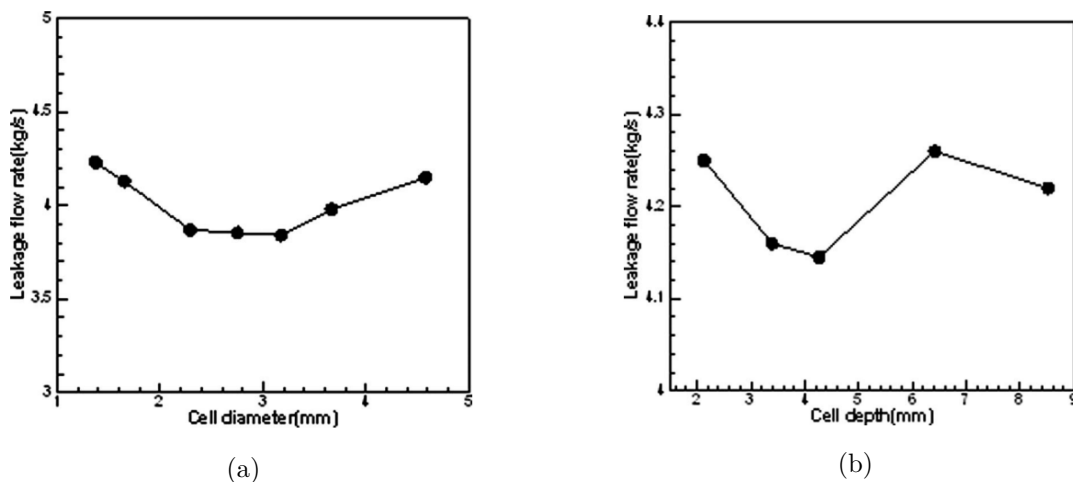
$$f = \frac{\tau_{\text{stěna}}}{0,5 \cdot \rho \cdot U^2} \quad (3.2)$$

kde $\tau_{\text{stěna}}$ [Pa] je smykové napětí na stěně, ρ [kg/m³] je hustota proudícího média a U [m/s] je rychlost proudění média.



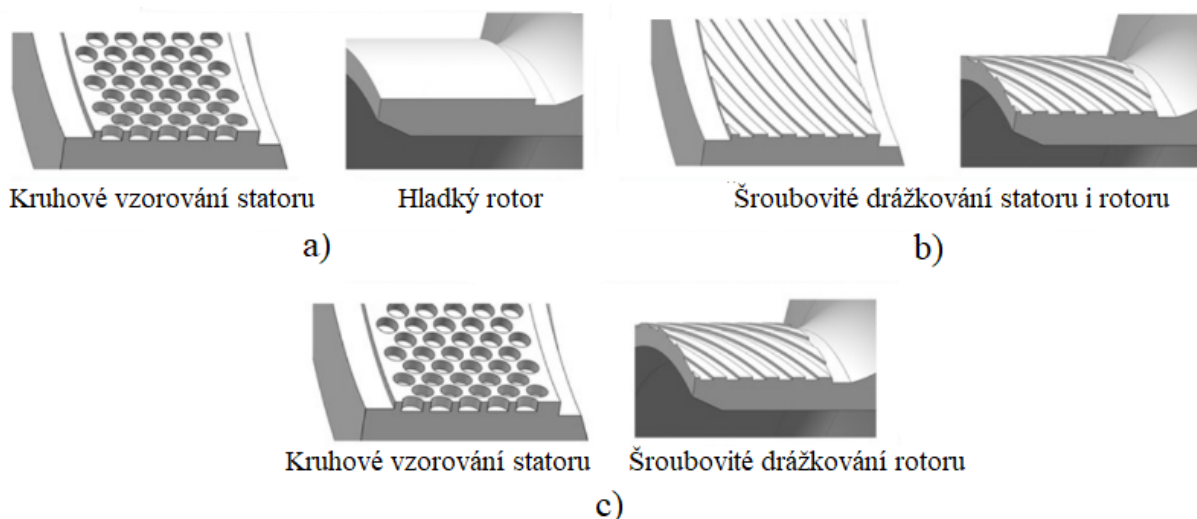
Obrázek 3.14: Vliv poměru a) hloubky a šířky komůrky a b) šířky komůrky a světlosti kruhu na třecí koeficient [21].

Li [22] a *Yan* [19] se zabývali vlivem změny velikosti komůrek, světlosti kruhu a okrajových podmínek na proudění přímým labyrintovým těsněním s voštinovým vzorováním na statoru. Na obrázku 3.15 lze pozorovat, že s ohledem na hodnotu ztrátového průtoku měly změny rozměrů komůrek funkční minimum, kde docházelo k největšímu zaviření proudu.



Obrázek 3.15: Vliv a) průměru komůrky a b) hloubky komůrky na ztrátový průtok těsnicí spárou [22].

Jin v [23] porovnal kruhové vzorování statoru, šroubovitě drážkované statoru i rotoru a stator bez drážkování při použití se šroubovitě drážkovaným rotorem. Kruhové vzorování statoru vykazovalo nejmenší hodnoty ztrátového průtoku a taky vhodné dynamické vlastnosti, jako například menší závislost dynamických vlastností na provozních podmínkách stroje.



Obrázek 3.16: Zkoumané kombinace rotoru a statoru. a) kruhové vzorování statoru a rotor bez vzorování, b) šroubovitě drážkování statoru i rotoru a c) kruhové vzorování statoru a šroubovitě drážkování rotoru [23].

Untaroiu v [24] využila parametrického modelu k hledání citlivosti změny geometrických parametrů na těsnicí schopnosti rovného kruhu s kruhovým vzorováním. Největší vliv na změnu velikosti ztrátového průtoku měly změny průměru komůrek, jejich počet a také rozestupy mezi komůrkami. Nejmenší vliv vykazovala změna hloubky komůrek. Vlivem hloubky komůrek se v [25] věnoval *Childs*. U komůrek s menší hloubkou byly naměřeny menší hodnoty ztrátového průtoku a zároveň lepší dynamické vlastnosti.

4 Numerické simulace

Proudění reálné kapaliny je popsáno parciálně diferenciálními rovnicemi. Tyto rovnice nelze obecně řešit analyticky, proto pro řešení používáme diskretizaci. Zkoumaná doména je rozdělena na konečný počet objemů (buněk), ve kterých jsou rovnice řešeny pomocí numerických metod. Přímé numerické řešení turbulentního proudění je, z důvodu malých rozměrů části vírů, velmi výpočetně náročné. Při numerické simulaci proudění je v praxi využíváno částečné nebo úplné modelování turbulence.

Pro modelování turbulence jsou využívány modely založené na řešení Reynoldsově časově středované Navier-Stokesovy rovnice (RANS) (viz rovnice 4.1 [2]) a časově středované rovnice kontinuity (viz rovnice 4.2 [2]). Časové středování je značeno horizontální čarou nad veličinou. Kde jsou proměnné tlaku a rychlosti vyjádřeny jako $\bar{v} + v'$, tedy součet časově středované hodnoty \bar{v} a její okamžité odchylky v' [2].

$$\frac{\partial \bar{v}_i}{\partial t} + \bar{v}_j \frac{\partial \bar{v}_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial^2 \bar{v}_i}{\partial x_j \partial x_j} - \frac{\partial}{\partial x_j} (\overline{v'_i v'_j}) + g_i \quad (4.1)$$

$$\frac{\partial \bar{v}_i}{\partial x_i} = 0 \quad (4.2)$$

kde v [m/s] je rychlost proudění, x [m] je poloha, ρ [kg/m^3] je hustota tekutiny, p [Pa] je tlak, ν [m^2/s] je kinematická viskozita tekutiny a g [m/s^2] je zrychlení od vnějších sil.

V praxi nejpoužívanější modely turbulence, dosahující dobrého kompromisu mezi přesností a výpočetním časem, jsou dvourovnicové modely založené na Boussinesqově hypotéze $k - \epsilon$ a $k - \omega$. Ty zavádějí do soustavy rovnic vztahy pro výpočet kinetické energie turbulentních fluktuací k [m^2/s^2] (viz rovnice 4.3 [27]) a disipace turbulentní kinetické energie ϵ [m^2/s^3] (viz rovnice 4.4 [27]), či specifické míry disipace ω [$1/s$] (viz rovnice 4.5 [27]).

$$k = \frac{1}{2} \overline{v'_i v'_i} \quad (4.3)$$

$$\epsilon = 2 \cdot \nu \cdot \overline{v'_{ij} v'_{ij}} \quad (4.4)$$

$$\omega = \frac{\epsilon}{k} \quad (4.5)$$

Model $k - \omega$ SST od Menter [27] kombinuje přednosti modelů $k - \epsilon$ a $k - \omega$. $k - \epsilon$ funguje dobře v jádru proudu a $k - \omega$ v mezní vrstvě, kde dochází k integraci rovnic

až ke stěně. Pro přesné modelování dějů v mezní vrstvě, je proto důležitá jemná síť v okolí stěn s doporučenou hodnotou bezrozměrného parametru $y^+ \sim 1$, kde parametr y^+ je dán rovnicí 4.6. Pokud jsou hodnoty y^+ větší, jsou použity empirické vztahy popisující proudění v blízkosti stěny, tzv. stěnové funkce (*wall functions*).

$$y^+ = \frac{y \cdot u_\tau}{\nu} \quad (4.6)$$

kde y [m] je kolmá vzdálenost od stěny, ν [m^2/s] je kinematická viskozita tekutiny a u_τ [m/s] je třecí rychlost definovaná dle rovnice 4.7.

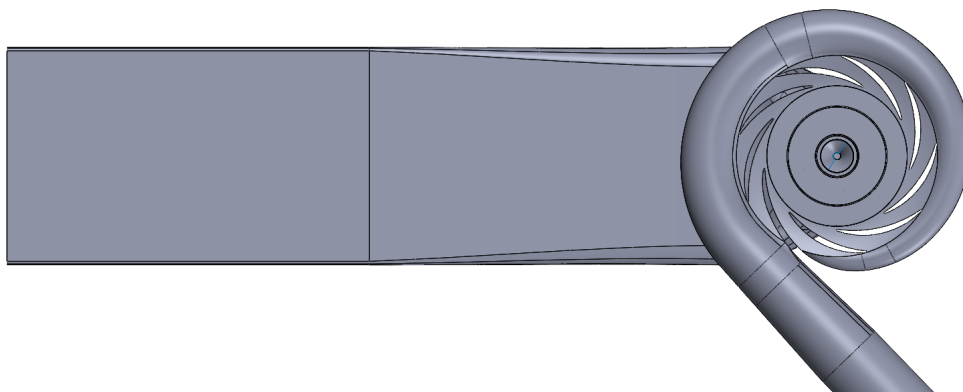
$$u_\tau = \sqrt{\frac{\tau_{wall}}{\rho}} \quad (4.7)$$

kde τ_{wall} [Pa] smykové napětí na stěně a ρ [kg/m^3] je hustota tekutiny.

4.1 Geometrie a síť

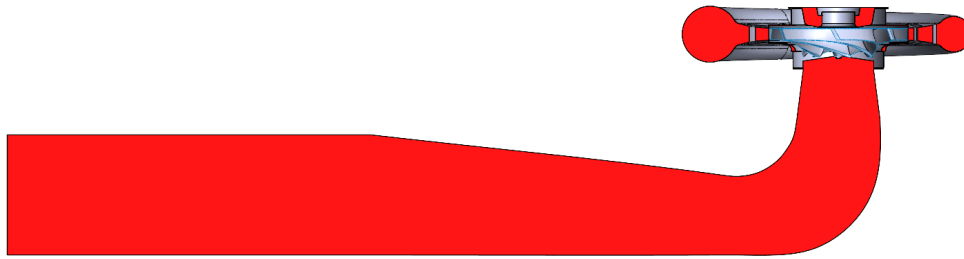
Geometrie čerpadla byla poskytnuta firmou CENTRUM HYDRAULICKÉHO VÝZKUMU spol. s. r. o. Čerpadlo se skládá z kolenové savky, sedmilopatkového radiálního oběžného kola s krycím diskem a spirály s devíti rozváděcími lopatkami. Návrhové parametry čerpadla jsou:

- $Q_{navrh} = 160$ l/s - objemový průtok čerpadlem,
- $H = 81$ m - dopravní výška,
- $\eta = 81.6$ % - celková účinnost,
- $n = 2000$ min⁻¹ - otáčky rotoru,
- $n_s = 108$ min⁻¹ - specifické otáčky.



Obrázek 4.1: Vrchní pohled sestavy čerpadla.

Celkový výsledek je dán jednotlivými výpočty v rámci buněk sítě a přenosem dat mezi nimi. Kvalita a jemnost sítě má tedy přímý vliv na přesnost výpočtu. Síť může být strukturovaná, nestrukturovaná nebo hybridní [28].



Obrázek 4.2: Řez modelem sestavy čerpadla s těsnicími spárami.

Strukturovaná síť

V trojrozměrném prostoru je strukturovaná síť složena z kvádrů. U komplexnějších tvarů může být tvorba sítě složitá. Hranici prvku náleží právě jedna hranice dalšího prvku. Výpočet na strukturované síti je tak zpravidla rychlejší [2].

Nestrukturovaná síť

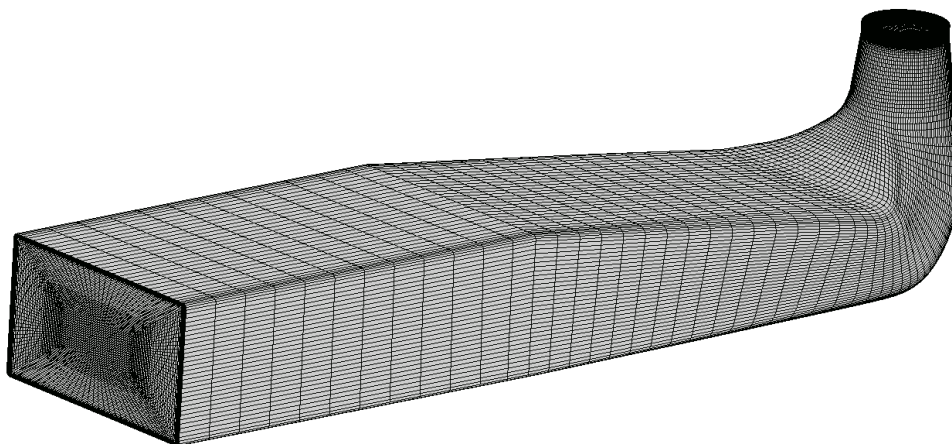
U nestrukturované sítě jsou prostorové prvky obecně hranoly, čtyřstěny a pyramidové prvky. Použití nestrukturované sítě může být výhodné u složitých geometriích, kdy chceme ušetřit čas při přípravě sítě. Přesnost výsledku může být při výpočtu na nestrukturované síti menší [2].

Hybridní síť

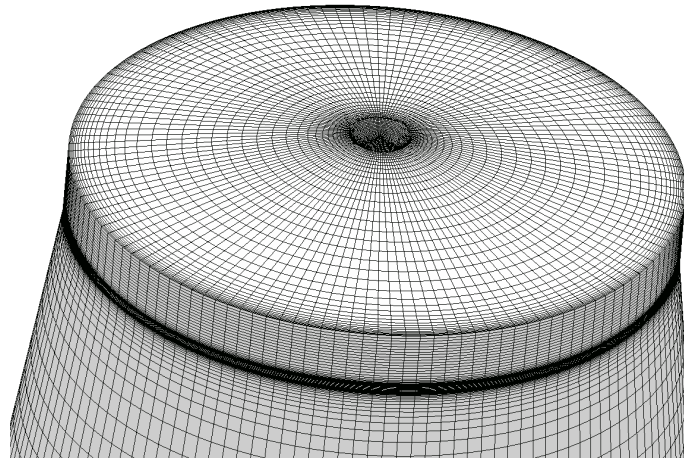
Kombinací strukturované a nestrukturované sítě můžeme využít výhod obou metod. Strukturovaná síť se dá použít v blízkosti stěn, pro korektní výpočet mezní vrstvy, případně v důležitých oblastech zájmu. Nestrukturovaná síť zase umožňuje větší flexibilitu tvorby sítě [2].

4.1.1 Sací trouba

Sací trouba neboli savka (viz obrázek 4.3) je tvořena strukturovanou sítí vytvořenou v programu Ansys ICEM CFD 2020 R2. Síť savky obsahuje 1 079 694 uzlů. Na obrázku 4.4 je pak zobrazen detail zjemnění části napojení savky na síť oběžného kola s spáry.



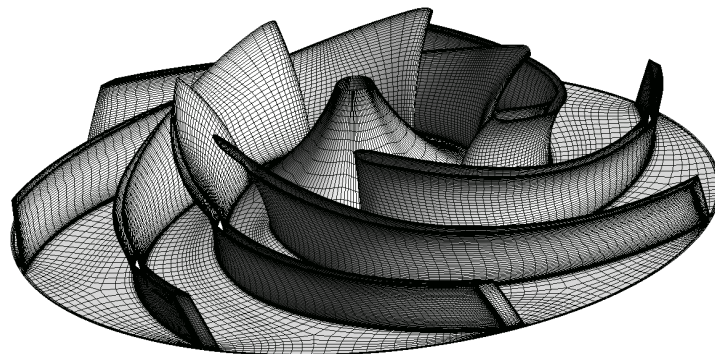
Obrázek 4.3: Výpočtová síť savky.



Obrázek 4.4: Výpočtová síť savky - detail.

4.1.2 Oběžné kolo

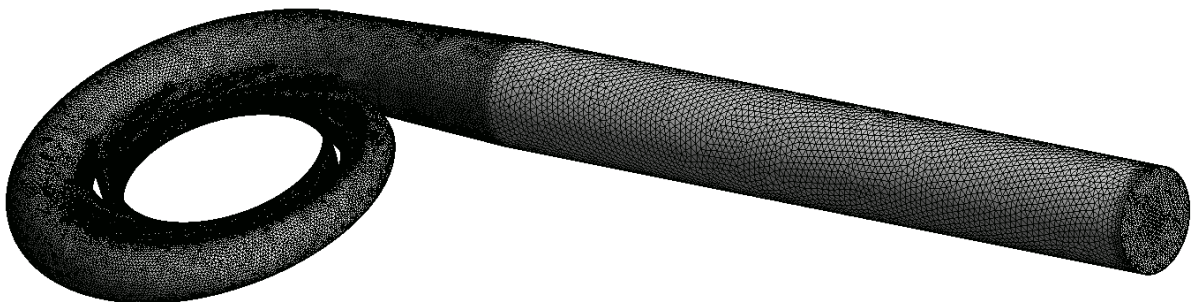
Výpočtová síť oběžného kola (viz obrázek 4.5) byla vytvořena v programu Ansys TurboGrid 2020 R2. Síť je strukturovaná a obsahuje 1 029 168 uzlů.



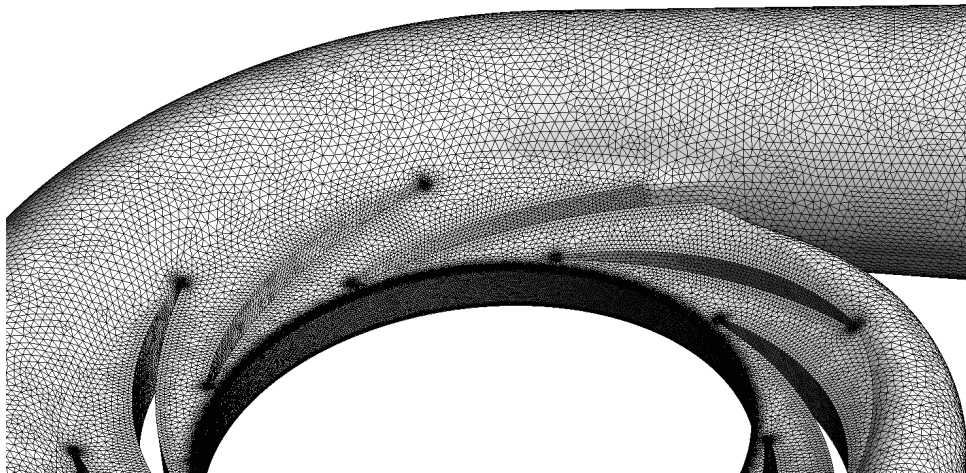
Obrázek 4.5: Síť radiálního oběžného kola.

4.1.3 Rozvaděč a spirála

Spirála s rozváděcími lopatkami (viz obrázek 4.6) je tvořena nestrukturovanou sítí o velikosti 1 693 165 uzlů. Síť je vytvořena v programu Ansys Meshing 2020 R2. Na obrázku 4.7 je zobrazen detail sítě rozváděcích lopatek.



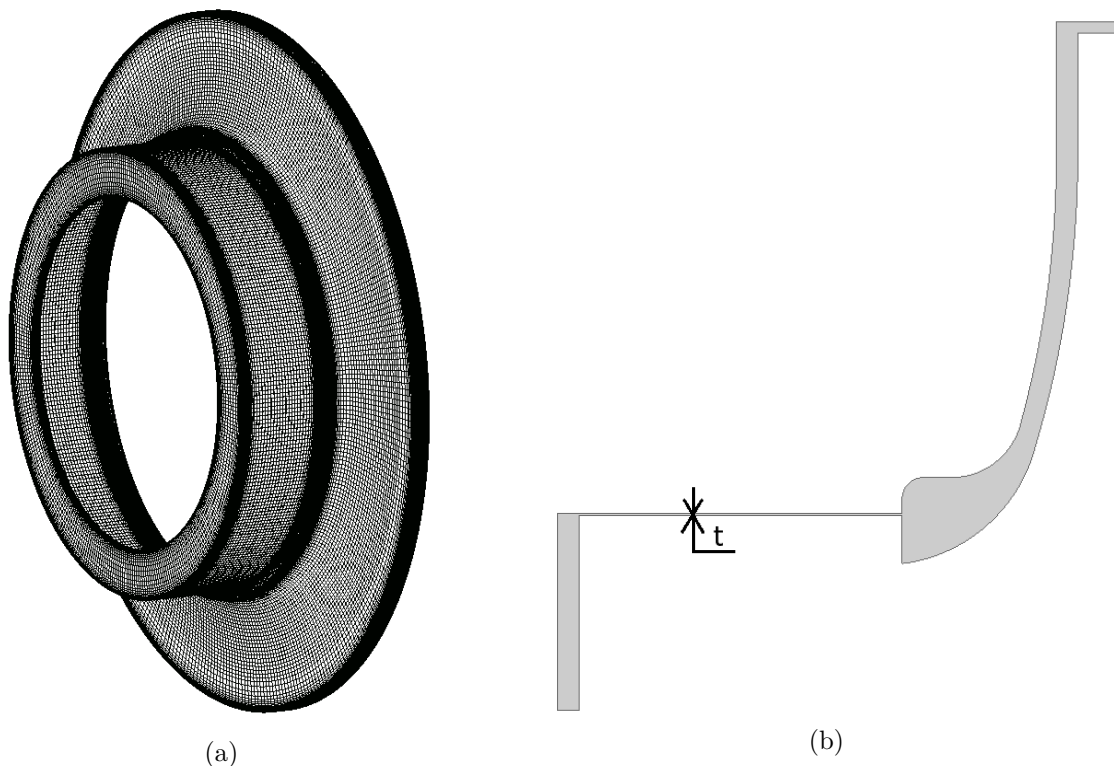
Obrázek 4.6: Síť spirály s rozváděcími lopatkami.



Obrázek 4.7: Síť spirály s rozváděcími lopatkami - detail.

4.1.4 Těsnicí spára přední

Síť přední těsnicí spáry je vytvořena v programu Ansys ICEM CFD 2020 R2. Síť je strukturovaná a pro variantu tloušťky těsnícího kruhu 0.13 mm obsahuje 2 585 520 uzlů. Síť a geometrie přední těsnicí spáry jsou zobrazeny na obrázku 4.8.

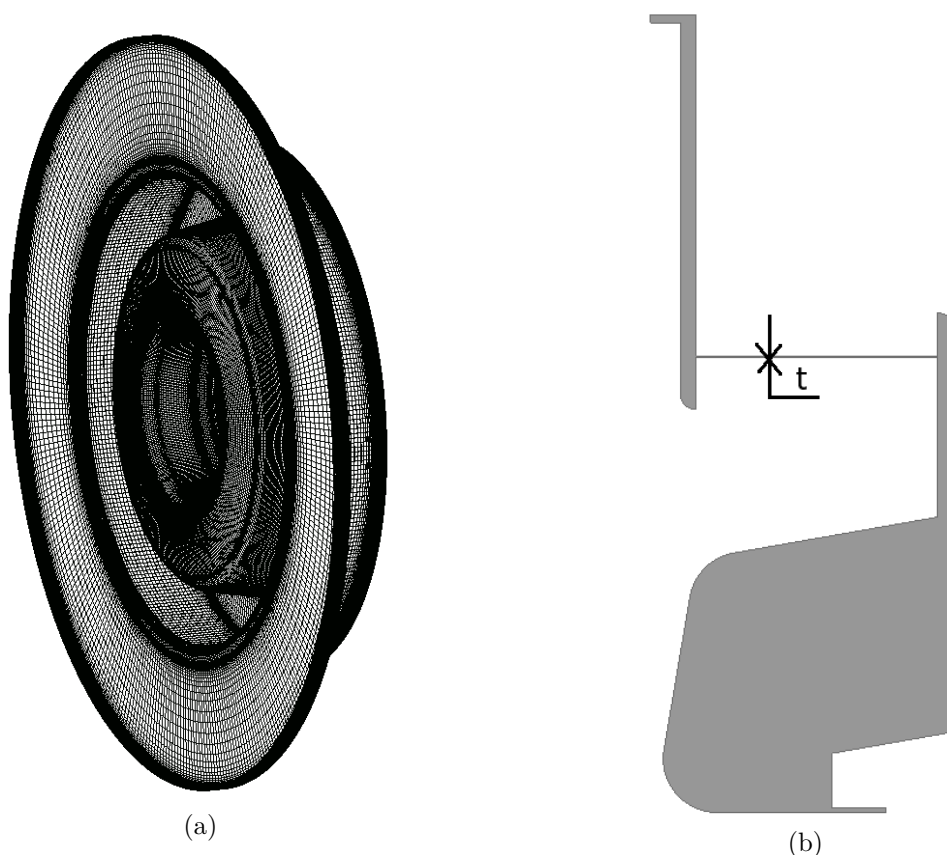


Obrázek 4.8: a) Mesh rovné spáry přední b) tvar rovné spáry přední.

4.1.5 Těsnicí spára zadní

Síť zadní spáry je vytvořena v programu Ansys ICEM CFD 2020 R2. Součástí sítě je i prostor za oběžným kolem, který je zakončen ucpávkou, ta je v rámci zjednodušení uvažována jako nepropustná stěna. Síť je strukturovaná a pro variantu tloušťky těsnícího

kruhu 0.13 mm obsahuje 3 814 560 uzlů. Sít a geometrie přední těsnící spáry jsou zobrazeny na obrázku 4.9.



Obrázek 4.9: a) Mesh rovné spáry zadní b) tvar rovné spáry zadní.

4.2 Nastavení řešiče

Numerické simulace byly provedeny v programu *ANSYS CFX*. Při výpočtech bylo proudění uvažováno jak nestacionární, izotropní a nestlačitelné. Proudící látkou je voda o teplotě 25 °C, hustotě $\rho = 997 \text{ [kg/m}^3\text{]}$ a dynamické viskozitě $\eta = 889.9 \text{ [\mu Pa} \cdot \text{s]}$. Za výpočtový model byl zvolen model $k - \omega SST$. Rozsah počtu vnitřních iterací při výpočtu byl nastaven na 3 - 5. Referenční tlak pro výkonové charakteristiky všech podoblastí byl 1 atm.

Časový krok byl volen tak aby odpovídal pootočení oběžného kola o 2°. Pro dané otáčky 2000 min^{-1} odpovídá tedy:

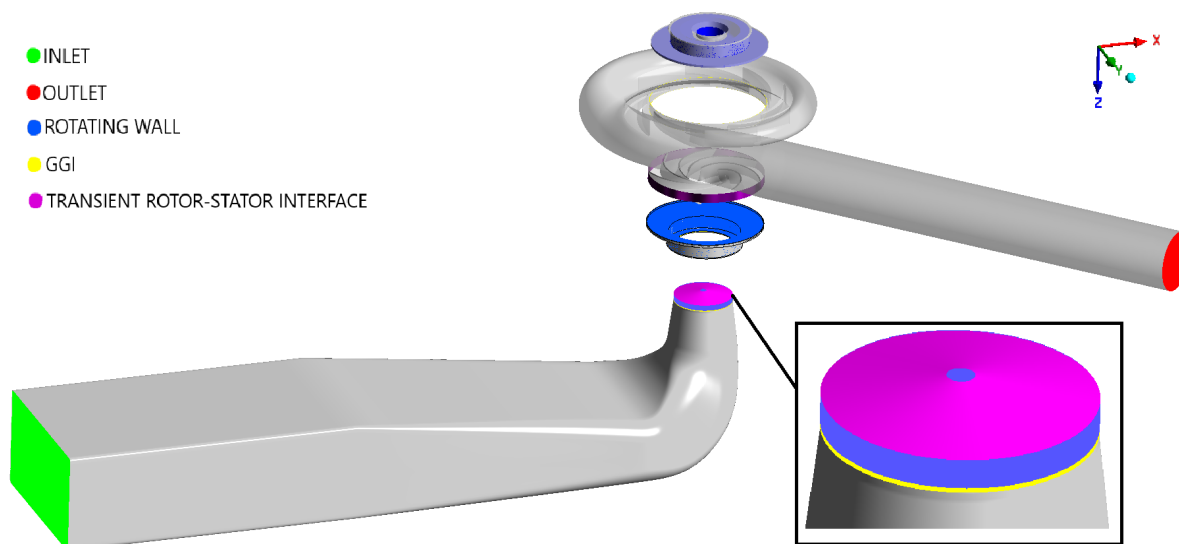
$$\Delta t = \frac{2}{360 \cdot \left(\frac{2000}{60}\right)} = 0.000166667s \quad (4.8)$$

4.3 Okrajové podmínky

Nastavení okrajových podmínek je zobrazeno na obrázku 4.10. Celá síť se skládá z 6 podoblastí. Propojení oblastí na jejich rozhraní je zajištěno pomocí General Grid Interface (GGI). Napojení rotující na stojící oblast je pak nastaveno jako Transient Rotor-Stator.

Na stěnách platí podmínka ulpívání. Na stojících stěnách je tedy rychlost nulová, na stěnách oběžného kola pak rychlost otáčení čerpadla (rotating wall).

Vstup do výpočtové domény je nastaven na obdélníkovém potrubí před kolenem savky a je dán podmínkou rychlostního vstupu (INLET), na kterém se nastavuje hmotnostní tok v kg/s . Výstup je nastaven na konci potrubí za spirálou jako tlakový výstup (OUTLET), kde je nastaven statický tlak $0 Pa$ (vzhledem k referenčnímu tlaku domény $1 atm$).



Obrázek 4.10: Nastavení okrajových podmínek.

4.4 Sledované veličiny

Během výpočtu byly sledovány základní integrální hodnoty tlaků, sil, kroutícího momentu a hmotnostního průtoku. Z těchto veličiny pak byly pomocí možnosti tzv. *expressions* v programu *CFX* rovnou dle základních vztahů počítány hodnoty dopravní výšky, příkonu a hydraulické účinnosti, to pro jednotlivé části čerpadla i čerpadla jako celku. Průběh hodnot veličin byl sledován při výpočtu, pro určení momentu ustálení výpočtu. Po ustálení transientního výpočtu byly hodnoty jednotlivých veličin určeny jako průměrná hodnota z posledních 5-10 ustálených otáček.

Dopravní výška

Dopravní výška $H [m]$ byla počítána jako rozdíl celkových tlaků na výstupu (*outlet*) a vstupu (*inlet*) domény, podělen hustotou kapaliny (vody $\rho = 997 [kg/m^3]$) a gravitačním zrychlením ($g = 9.81 [m/s^2]$) (viz rovnice 4.9 [3]). Celkový (totální) tlak je součet statického a dynamického tlaku.

$$H = \frac{P_{outlet} - P_{inlet}}{\rho \cdot g} \quad (4.9)$$

Kroutící moment

Kroutící moment $Mk [N \cdot m]$ čerpadla je zaznamenáván jako součet kroutícího momentu na osu čerpadla (osu z) všech ploch čerpadla (viz rovnice 4.10):

$$Mk_{celkova} = Mk_{NosnyDisk} + Mk_{KryciDisk} + Mk_{Lopatky} + Mk_{Hridel} \quad (4.10)$$

Příkon

Hydraulický příkon P_h [kW] je příkon bez zahrnutí ztrát v ložiscích a spočítá se s celkového kroutícího momentu a otáček čerpadla viz rovnice 4.11 [3]:

$$P_h = Mk_{celkova} \cdot 2 \cdot \pi \cdot n \quad (4.11)$$

Hydraulická účinnost

Hydraulická účinnost η_h [%] se vypočítá jako poměr hydraulickým výkonem a hydraulickým příkonem čerpadla viz rovnice 4.12 [2]:

$$\eta_h = \frac{H \cdot Q_m \cdot g}{P_h} \cdot 100 \quad (4.12)$$

kde Q_m je hmotnostní průtok [kg/s].

Axiální síla

Axiální síla $FA_{celkova}$ [N] je dána součtem sil na ose z působící na všechny plochy čerpadla:

$$FA_{celkova} = FA_{NosnyDisk} + FA_{KryciDisk} + FA_{Lopatky} + FA_{Hridel} \quad (4.13)$$

Radiální síla

Radiální síla $FR_{celkova}$ [N] je dle Pythagorovy věty dána odmocninou součtu síly v ose x na druhou a síly v ose y na druhou po všech plochách čerpadla:

$$FR_{celkova} = \sqrt{FX_{celkova}^2 + FY_{celkova}^2} \quad (4.14)$$

4.4.1 Studie nezávislosti sítě

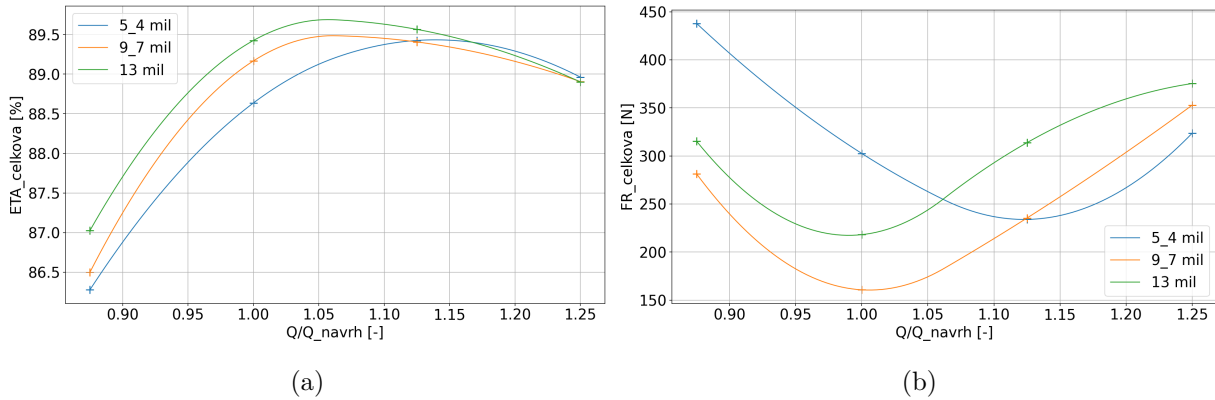
Správnost vytvořené sítě se ověřuje studií nezávislosti sítě. Vytvořená síť se postupně zjemňuje, přičemž se sleduje případná změna vybraných parametrů. Pokud je zaznamenána žádná nebo jen malá změna výsledků, je z posledních porovnávaných vybrána hrubší síť jako síť, která bude používána i v následujících výpočtech. Tímto postupem je zajištěno, že špatná kvalita sítě nezkresluje výsledky a zároveň, že síť není nadměrně velká.

Při zjemňování sítě nebyl kladen důraz na zvýšení počtu uzlů. Cílem bylo zkvalitnění sítě v důležitých oblastech, jako například v blízkosti stěn. V průběhu byl též sledován vliv jednotlivých částí čerpadla, vzhledem k zaměření práce byla zjemňována hlavně oblast těsnicí spáry. Počet uzlů a buněk jednotlivých sítí je uveden v tabulce 4.1.

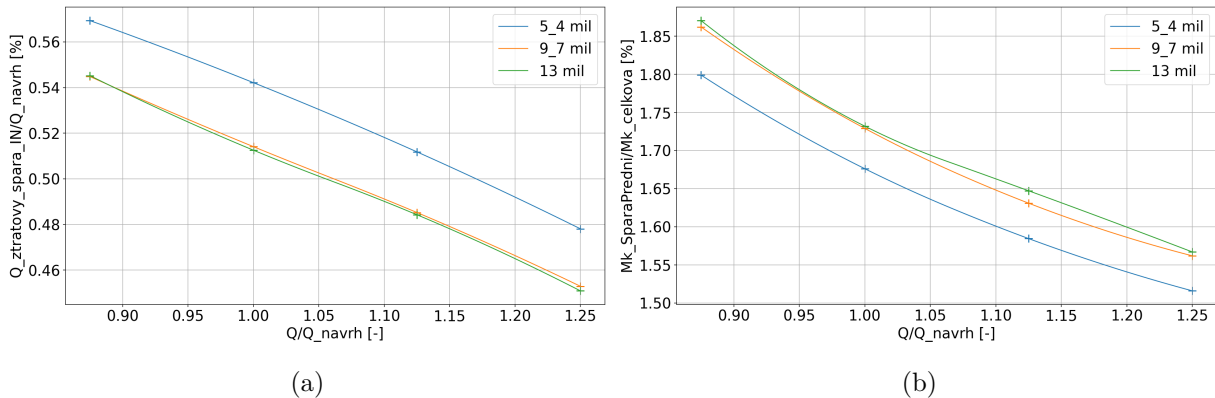
Při zjemňování sítě byly sledovány hodnoty vybraných parametrů a jejich změna v závislosti na průtoku. Z grafů na obrázcích 4.11 a 4.12 lze vidět podobnost mezi druhou a třetí sítí. Jako výpočetní síť byla tedy stanovena síť druhá o velikosti 9.7 mil. uzlů.

Tabulka 4.1: Porovnání typů sítí v CFD

Iterace sítě	Počet uzlů	Počet buněk
1	5 400 649	7 072 625
2	9 682 987	11 556 873
3	13 134 176	16 499 784



Obrázek 4.11: Vliv průtoku na: a) hydraulickou účinnost b) celkovou radiální sílu.



Obrázek 4.12: Vliv průtoku na: a) ztrátový průtok přední spárou b) kroutící moment na přední spáře .

Pro výpočet byly použity varianty přední i zadní těsnicí spáry o tloušťce kruhu 0.13 mm.. V této práci se při výpočtech mění pouze síť těsnicí spáry. Síť savky, oběžného kola i rozváděče se spirálou zůstává stejná. Při tvorbě sítí nové těsnicí spáry jsou zachovány principy původní sítě použité při vyhodnocování studie nezávislosti sítě.

4.5 Rychlá Fourierova transformace

Rychlá Fourierova transformace (FFT – Fast Fourier Transform) je efektivní algoritmus pro výpočet diskretní Fourierovy transformace (DFT) a její inverze. Diskretní Fourierova transformace (DFT) je numerická metoda převádějící konečnou posloupnost vzorků (například signál v čase) do frekvenční domény. Z časové řady získáme informaci o tom, jaké frekvence jsou v signálu zastoupeny a s jakou intenzitou [29]. Pro výpočet FFT byl použit algoritmus integrovaný v balíčku SciPy programovacího jazyku Python. Rychlá Fourierova transformace byla použita na záznam posledních 5 otáček radiální síly na oběžné kolo.

Tlakové pulzace v čerpadle vznikají interakcí proudu s částmi čerpadla. **Lopatková frekvence** (anglicky *Blade Passing Frequency*, zkratka *BPF* [Hz]) je základní a často hlavní zdroj vibrací a tlakových pulsací v rotačních strojích. Lopatková frekvence je frekvence, s jakou lopatky rotoru procházejí kolem pevné části čerpadla (například rozváděcí lopatky), viz rovnice 4.15 [2]:

$$BPF = z \cdot \frac{n}{60}, \quad (4.15)$$

kde z je počet lopatek rotoru, n jsou otáčky rotoru [min^{-1}]. Počet lopatek rotoru i statoru se tedy většinou volí jako lichý, aby nedocházelo k vzájemné interakci více pulsací při průchodu lopatek rotoru kolem rozváděcích lopatek.

Nejnižší frekvenci v systému představuje otáčková frekvence. Tlakové pulzace na otáčkové frekvenci způsobuje nevyváženost nebo asymetrické zatížení rotoru [2].

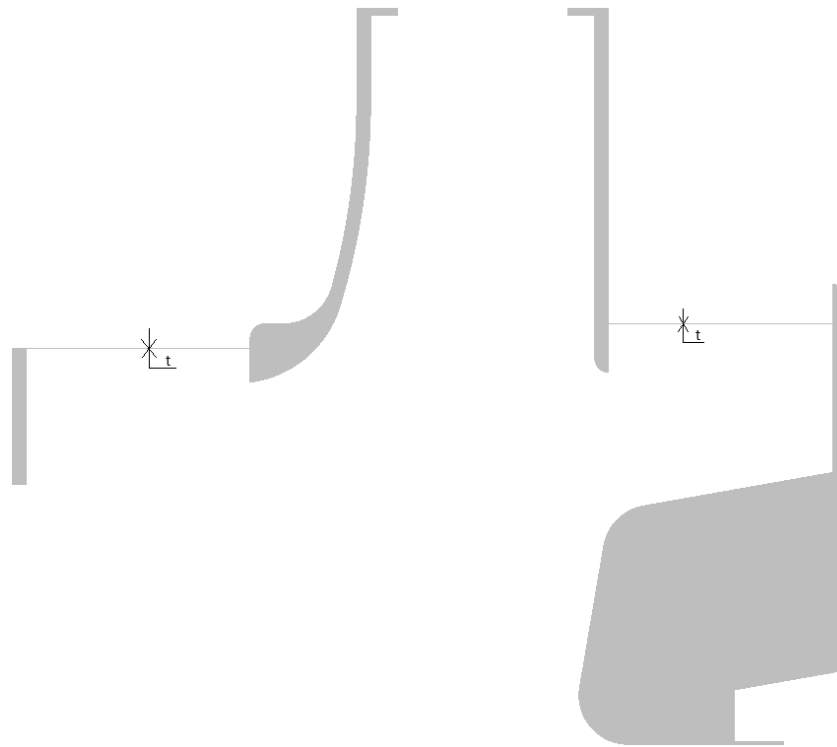
5 Výsledky simulací

Ze simulací byly vyhodnocovány základní čerpadlové výkonové charakteristiky: dopravní výška, příkon, účinnost a síly působící na čerpadlo. Pro těsnicí spáru byl vyhodnocován ztrátový průtok spárou a kroutící moment na přední spáru. Zkoumaná byla změna tloušťky, změny tvaru a izotropní vzorování statoru těsnicího kruhu, změna délky těsnicího kruhu u těchto variant zůstává stejná. Pro každý typ úpravy byly provedeny výpočty pro 4 průtoky 0.0875, 1, 1.125, 1.25 návrhového průtoku.

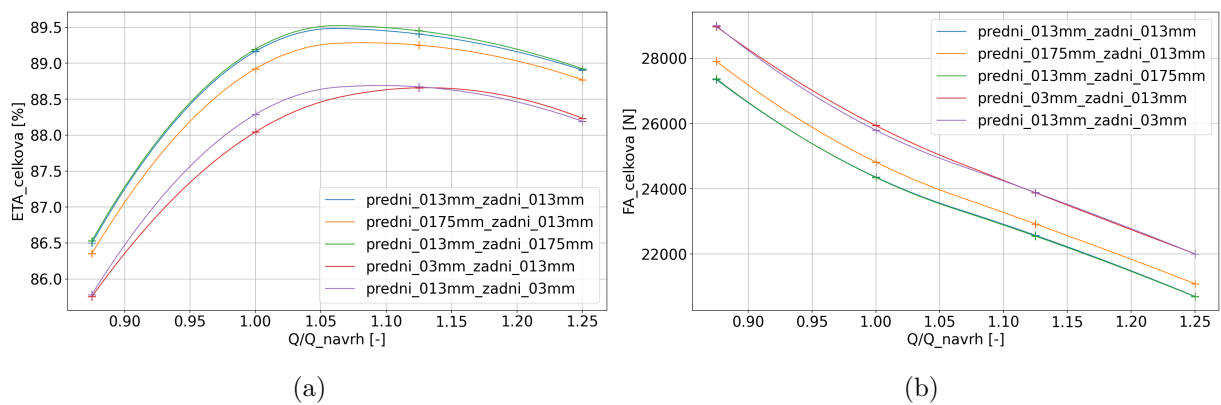
5.1 Změna tloušťky spáry

Tvar průřezu přední a zadní těsnicí spárou je vidět na obrázku 5.1, kde t je tloušťka těsnicího kruhu. Základní a nejjednodušší úpravou těsnicího kruhu je změna tloušťky. Numerické výpočty byly provedeny pro tloušťky těsnicího kruhu $t = 0.13 \text{ mm}$, $t = 0.175 \text{ mm}$, $t = 0.3 \text{ mm}$. Kde hodnoty 0.13 mm a 0.175 mm reprezentují rozsah tolerance dané výrobním výkresem. Hodnota 0.3 mm je zvolena pro zachycení větší změny tloušťky spáry.

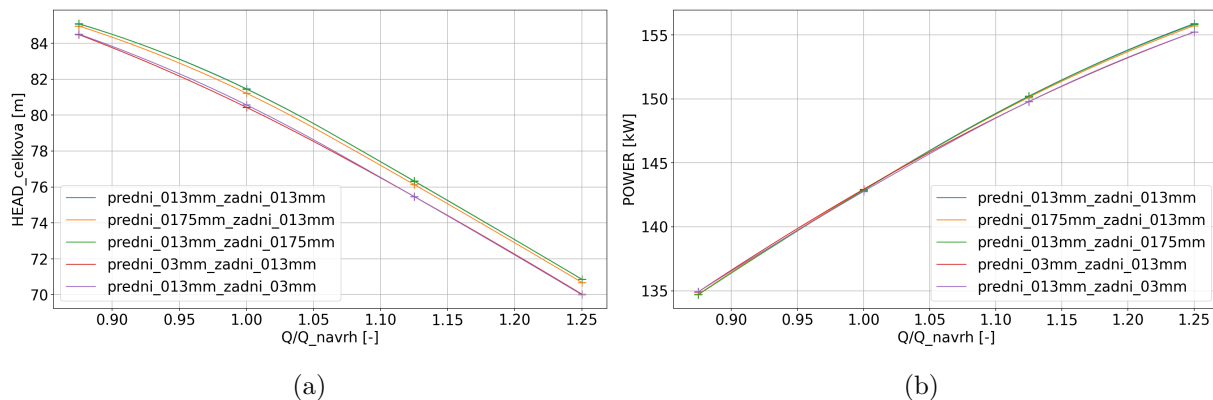
Na grafech na obrázku 5.2 lze pozorovat vliv změny tloušťky těsnicího kruhu na účinnost a axiální sílu. S menší tloušťkou rostla účinnost a zároveň klesala velikost axiální síly působící na čerpadlo. Dále lze vidět výraznější vliv změny přední spáry patrný hlavně na křivkách změny tloušťky z 0.13 mm na 0.175 mm, kde při zvětšení tloušťky zadního kruhu nebyla zaznamenána výrazná změna, zatímco při změně tloušťky kruhu na přední spáře na 0.175 mm klesla celková účinnost o zhruba čtvrt procenta v návrhovém bodě. Dále lze vidět výrazný propad při změně tloušťky na 0.3 mm. Při tloušťce kruhu 0.3 mm došlo i k mírné změně tvaru křivky účinnosti. Na grafu průběhu axiální síly lze pozorovat podobný trend změn. Na obrázku 5.14 lze pozorovat pokles dopravní výšky o zhruba 1 m. Na hodnotách hydraulického příkonu nebyla zaznamenána výrazná změna.



Obrázek 5.1: Průřez přední a zadní spárou.

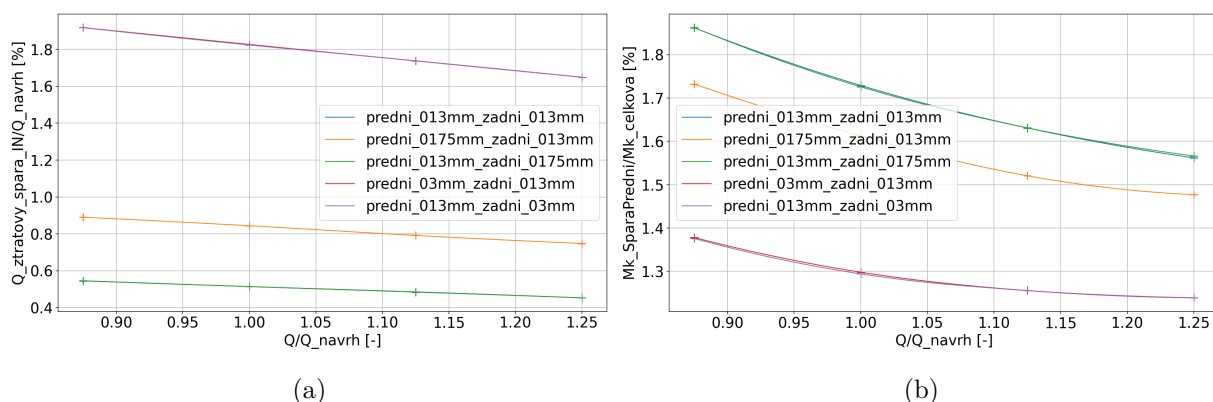


Obrázek 5.2: Vliv průtoku na: a) účinnost a b) axiální sílu variant tloušťky těsnicího kruhu.



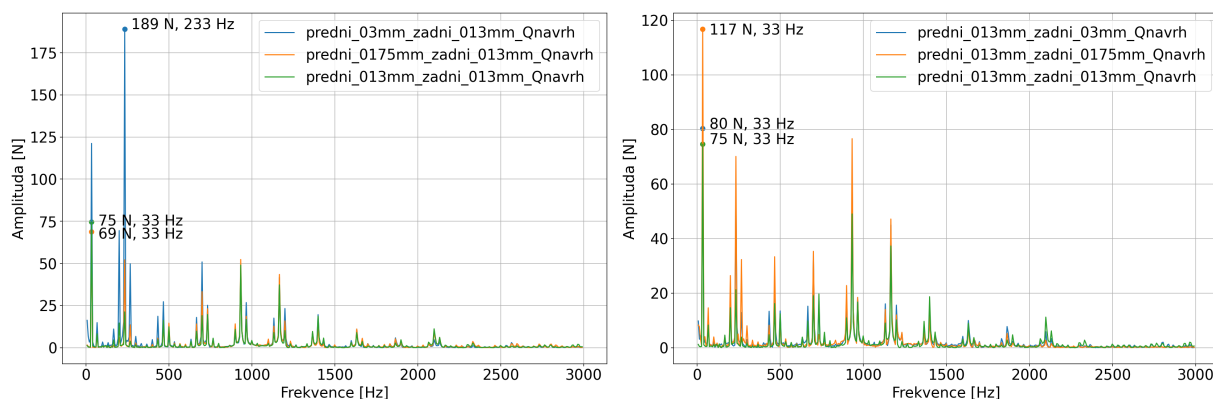
Obrázek 5.3: Vliv průtoku na: a) dopravní výšku a b) příkon variant tloušťky těsnicího kruhu.

Na přední spáře byl sledován ztrátový průtok spárou a kroutící moment. Na grafech na obrázku 5.4 lze pozorovat, že při zmenšení tloušťky těsnicího kruhu klesal ztrátový průtok spárou až o 1.25 % návrhového průtoku. Naopak rostl kroutící moment na přední spáře až o 0.4 % celkového kroutícího momentu.



Obrázek 5.4: Vliv průtoku na: a) ztrátový průtok a b) kroutící moment na předním kruhu variant tloušťky těsnicího kruhu.

Na záznam radiální síly působící na rotor byla použita rychlá Furierova transformace (FFT). Záznam pro FFT byl brán z posledních 5 otáček tedy 900 časových kroků a je vyhodnocován pro návrhový průtok $Q = 160 [l/s]$. Na obrázku 5.5a lze pozorovat, že pro tloušťky přední spáry 0.13 mm a 0.175 mm byla největší amplituda radiální síly na otáčkové frekvenci čerpadla 33 Hz. Pro tloušťku 0.3 mm vzrostla největší amplituda až 2.7 násobně na 189 N a objevovala se na lopatkové frekvenci 233 Hz. Při změně tloušťky těsnicího kruhu na zadní spáře nedošlo již k tak výrazné změně. Největší amplituda 117 N u nejtlustší spáry se vyskytoval stejně jako všechny varianty tlouštěk zadního kruhu na otáčkové frekvenci 33 Hz. Zatímco u přední spáry došlo při zvětšení tloušťky z 0.13 mm na 0.175 mm k mírnému poklesu amplitudy, u změny na zadní spáře došlo k mírnému nárůstu amplitudy.

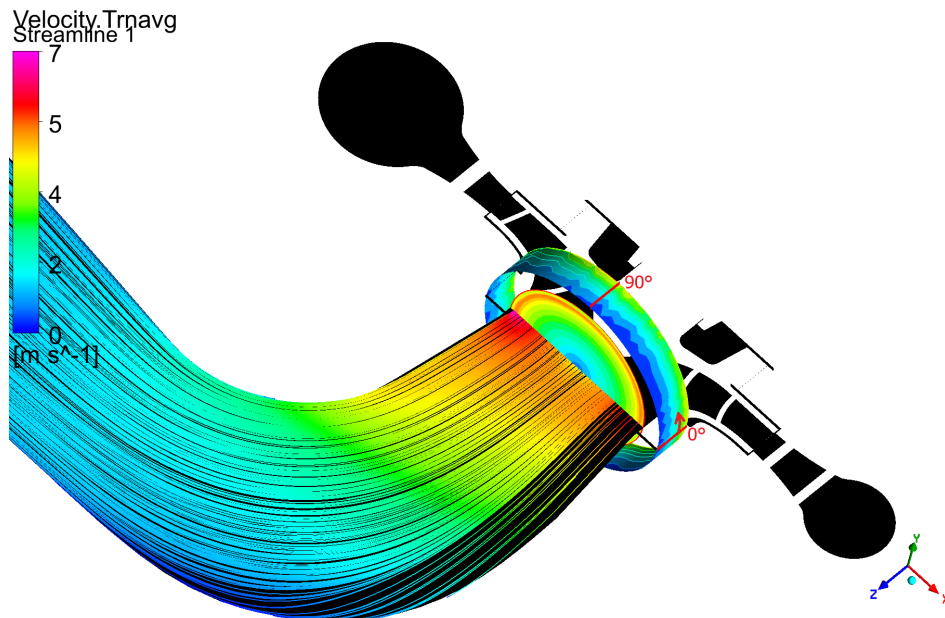


(a)

(b)

Obrázek 5.5: FFT radiální síly pro různé tloušťky: a) předního kruhu a b) zadního kruhu.

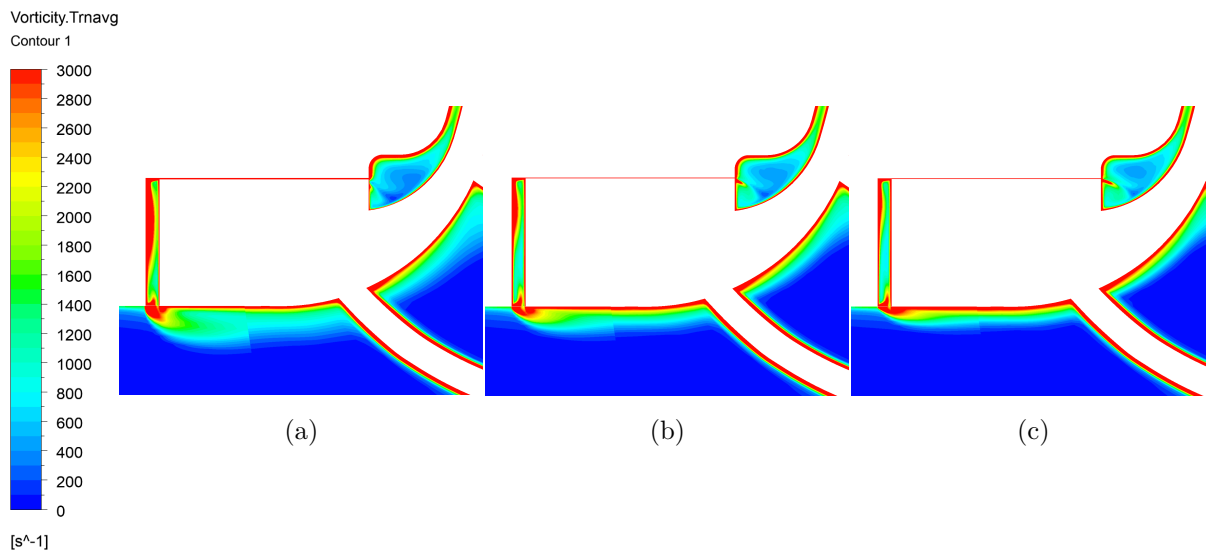
Na obrázku 5.6 jsou vykresleny proudnice, kde lze pozorovat odtržení proudění za kolenem savky, což způsobuje nesymetrické proudění na vstupu do oběžného kola. To může být důvod působení hlavní amplitudy radiální síly na otáčkové frekvenci u většiny variant těsnicích spár. Dále je ukázáno místo roviny příčného průřezu, na které jsou následně vykresleny kontury rychlostí. Zobrazená válcová rovina je vedena vnitřkem těsnicího kruhu a je umístěna 0.05 mm nad rotorem. Na válcové rovině byly sbírány informace o průběhu rychlostí při průchodu vody těsnicím kruhem. Pro zobrazení byla poté válcová plocha rozvinuta do roviny, červenou čarou je pak zvýrazněn počátek a směr rozvinutí.



Obrázek 5.6: Zobrazení proudnic rychlosti v savce v podélném řezu čerpadlem, umístění příčného řezu savkou pro vykreslení kontur rychlostí a kontury rychlostí na válcové ploše vedené uvnitř těsnicího kruhu a zobrazení způsobu rozvinutí plochy.

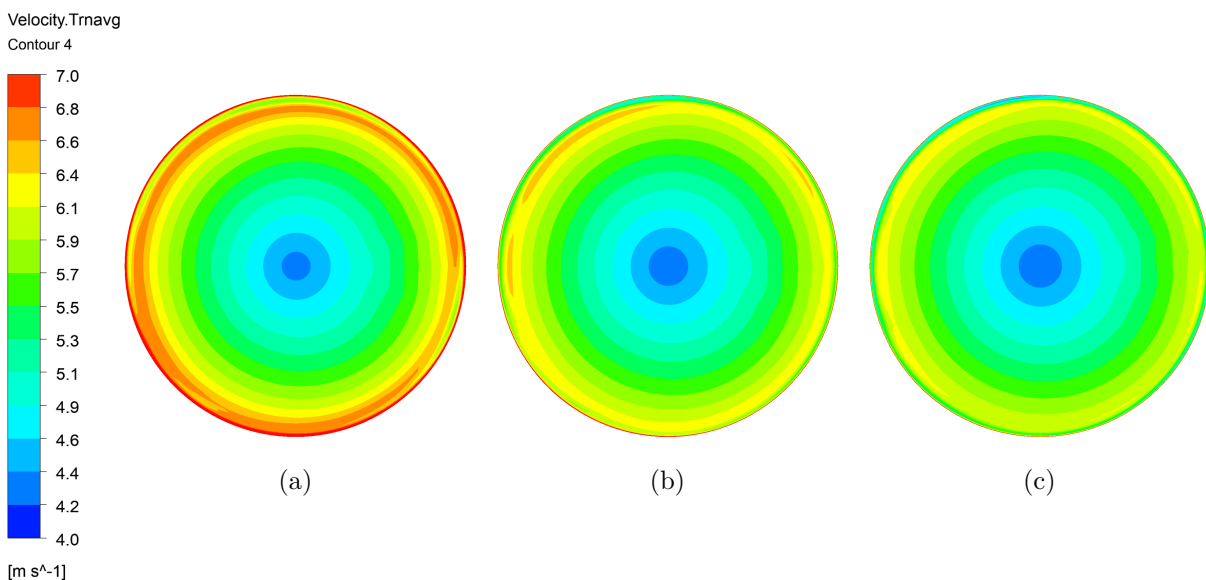
V radiálním průřezu čerpadlem byly vykresleny kontury vířivosti viz obrázek 5.7. Lze pozorovat vliv velikosti ztrátového průtoku na míru vířivosti před vstupem do oběžného kola. Dále je vidět, že vířivost se propagovala přes přechod domén i na lopatky. Větší

míra turbulence na lopatkách dále ovlivňuje účinnost čerpadla. Větší vířivost může také potenciálně negativně ovlivňovat kavitační odolnost čerpadla. Dále lze pozorovat i větší míru zavíření v prostoru spáry za výstupem z těsnicího kruhu kolmém na savku.



Obrázek 5.7: Kontury velikosti vířivosti na podélném průřezu savkou a měřítko hodnot vířivosti při tloušťce kruhu: a) 0.3 mm, b) 0.175 mm a c) 0.13 mm.

Na příčném průřezu savkou za napojením přední těsnicí spáry do savky viz obrázek 5.8 byly vykresleny kontury velikosti rychlosti. Lze pozorovat jak větší hodnota ztrátového průtoku ovlivňovala rychlostní poměry na vstupu do oběžného kola. Jak již bylo zmíněno, zvýšení rychlosti před oběžným kolem může mít negativní vliv na kavitační odolnost čerpadla. To i z důvodu, že zvýšení hodnot rychlosti bylo hlavně u stěn savky, což se přenáší na lopatky v místě u krycího disku, kde z důvodu vyšších obvodových rychlostí je čerpadlo náchylnější ke kavitaci.



Obrázek 5.8: Kontury velikosti rychlosti na příčném průřezu savkou a měřítko hodnot rychlosti za napojením spáry o tloušťce kruhu: a) 0.3 mm, b) 0.175 mm a c) 0.13 mm.

Na rozvinuté válcové ploše vedené těsnicím kruhem 0.05 mm nad rotorem byly vykresleny kontury poměru obvodové a axiální rychlosti. Hodnoty obvodové rychlosti $v_{obvodova}$ [m/s] byly získané z velikosti rychlostí v_x [m/s], v_y [m/s], v_z [m/s] dle rovnice 5.1 [31]:

$$v_{obvodova} = \vec{v}\vec{e} = \begin{pmatrix} v_x \\ v_y \\ v_z \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \sin\theta \\ -\cos\theta \\ 0 \end{pmatrix} = v_x \sin\theta - v_y \cos\theta \quad (5.1)$$

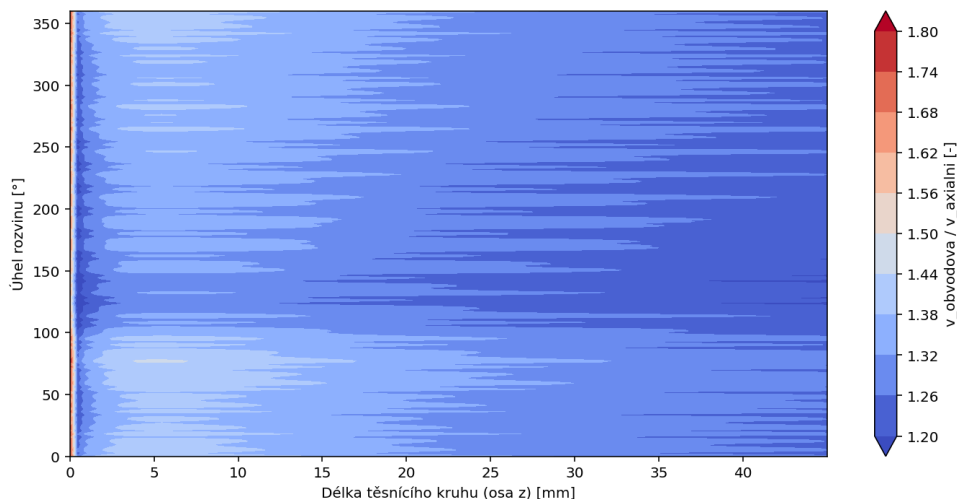
kde θ je obvodový úhel válce a \vec{e} je jednotkový obvodový vektor ve směru rotace hodinových ručiček (směr otáčení oběžného kola). Protože $\sin\theta = \frac{y}{r}$ a $\cos\theta = \frac{x}{r}$ pak:

$$v_{obvodova} = \vec{v}\vec{e} = \begin{pmatrix} v_x \\ v_y \\ v_z \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \frac{y}{r} \\ -\frac{x}{r} \\ 0 \end{pmatrix} = \frac{yv_x - xv_y}{r} \quad (5.2)$$

Axiální rychlost je reprezentována rychlostí ve směru osy z.

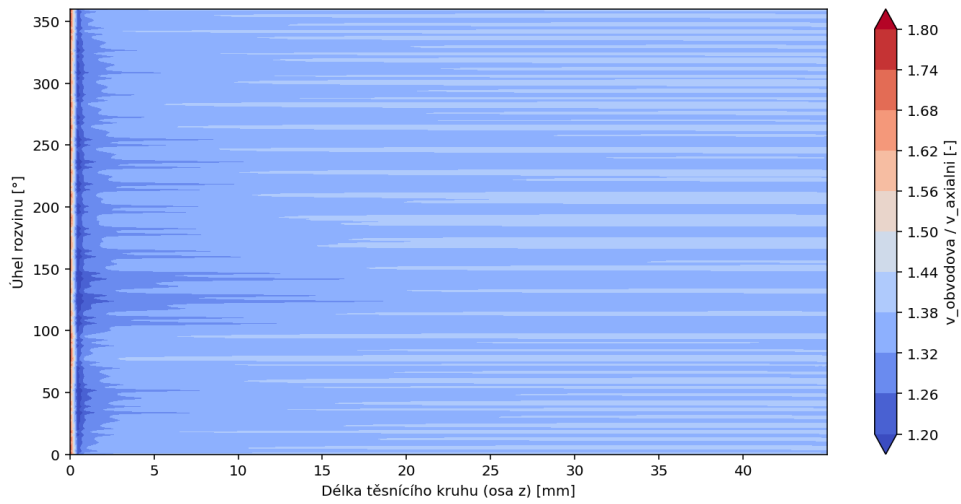
$$v_{axiální} = v_z \quad (5.3)$$

Na obrázku 5.9 jsou zobrazeny kontury poměru obvodové a axiální rychlosti v těsnicím kruhu. Lze pozorovat skokový pokles na vstupu do kruhu, potom vlivem rotoru se poměr obvodové vůči axiální rychlosti zvětšuje, poté zhruba od 20 mm délky těsnicího kruhu začnou převažovat odporové síly a obvodová rychlost začne opět klesat na podobné hodnoty jak při skokovém poklesu na začátku těsnicího kruhu.

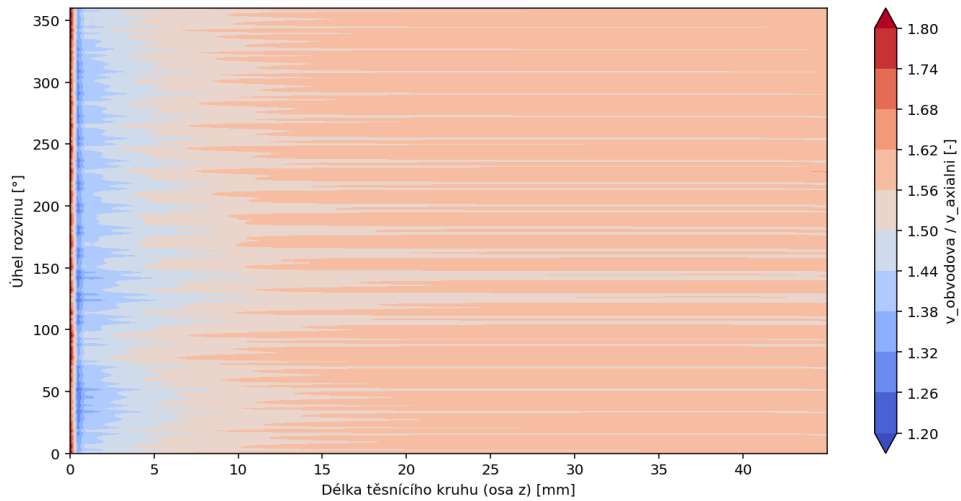


Obrázek 5.9: Vykreslení poměru obvodové a axiální rychlosti pro tloušťku kruhu 0.3 mm.

Z kontur poměru v těsnicí spáře o tloušťce 0.175 mm (viz obrázek 5.10) lze opět pozorovat skokový pokles obvodové rychlosti. Poté docházelo k plynulému nárůstu obvodové rychlosti vlivem rotoru. Podobně tak i u těsnicího kruhu 0.13 mm na obrázku 5.11. Jelikož je u užších spár menší ztrátový průtok, byl poměr obvodové a axiální složky větší. U spáry 0.13 mm bylo rozložení poměru rychlostí po obvodu nejrovnoměrnější.



Obrázek 5.10: Vykreslení poměru obvodové a axiální rychlosti pro tloušťku kruhu 0.175 mm.



Obrázek 5.11: Vykreslení poměru obvodové a axiální rychlosti pro tloušťku kruhu 0.13 mm.

5.2 Změna tvaru spáry

V případě, že není možné měnit tloušťku spáry, například z důvodu výrobních možností, je možné využít změny tvaru. Tvar spáry je koncipován tak, aby maximalizoval zavíření ve spáře a tím i zmenšil ztrátový průtok spárou. Změna tvaru proudění může mít však i negativní vliv na dynamiku čerpadla, či kroučící moment. Změny tvaru byly počítané pro tloušťku spáry 0.3 mm, což reprezentuje stav, kdy není možné výrazně zmenšit tloušťku spáry. Zároveň byl předpoklad, že bude u tlustší spáry lépe zaznamenatelná změna tvaru.

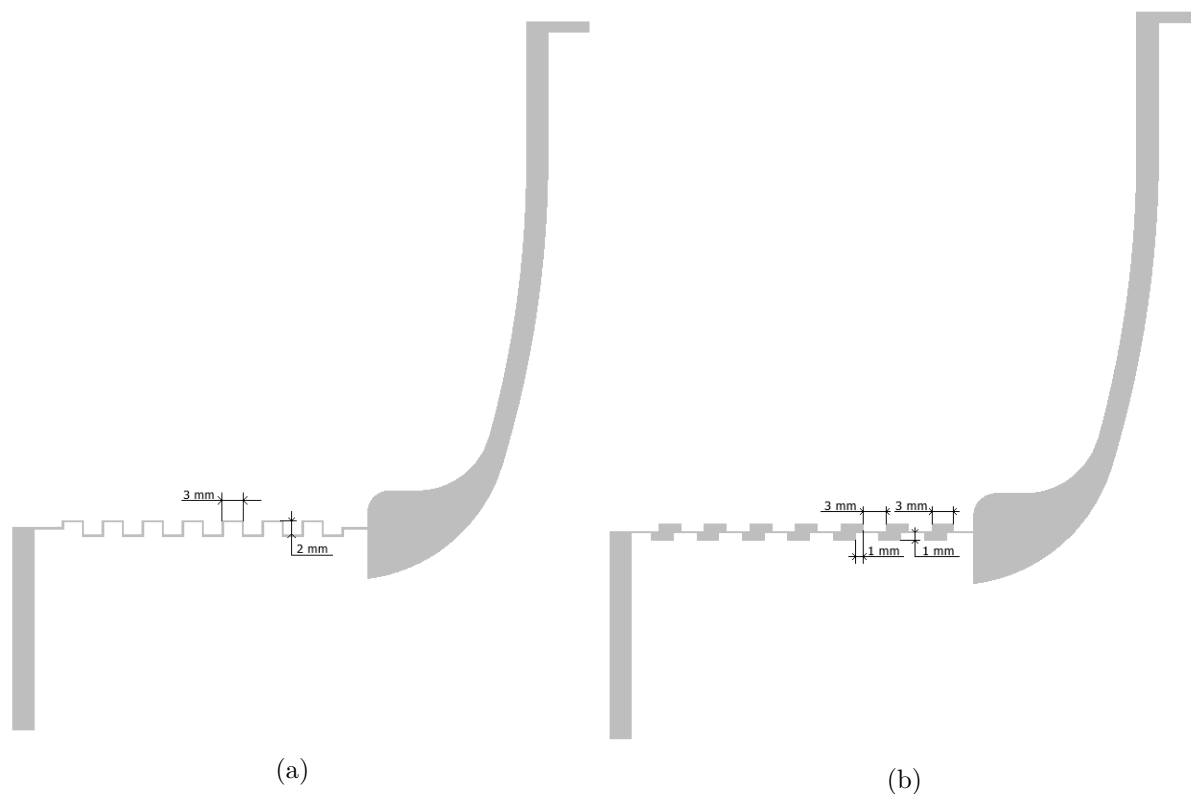
Labyrint

Labyrintová spára je běžně používané tvarování například u vodních i plynových turbín. U této úpravy je nutné zasahovat do tvaru statoru i rotoru. Pro jednoduchost byl labyrint realizován pouze jako čtvercové radiální drážkování rotoru i statoru které je navzájem sobě inverzní a po složení do sebe zapadne. Tloušťka labyrintu je po celé délce těsnícího kruhu 0.3 mm.

Radiální drážkování

Radiální drážkování bylo provedeno pro rotor i stator s cílem maximalizovat odpor proti proudění s posunutím drážek na rotoru a statoru vůči sobě o 1 milimetr. Tento způsob umístění drážek byl testován v diplomové práci [30]. Tloušťka kruhu je po celé délce 0.3 mm.

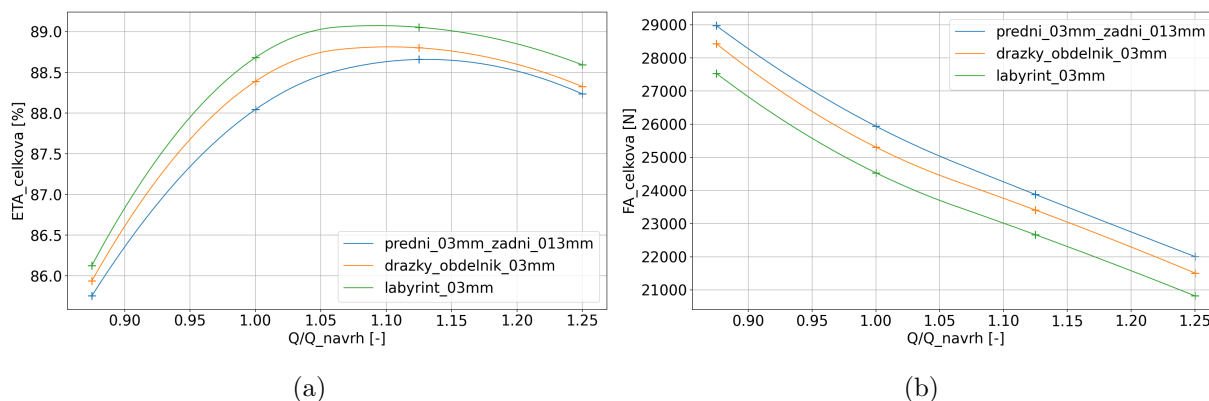
Na obrázku 5.12 jsou zobrazeny tvarové úpravy těsnícího kruhu i se základními rozměry.



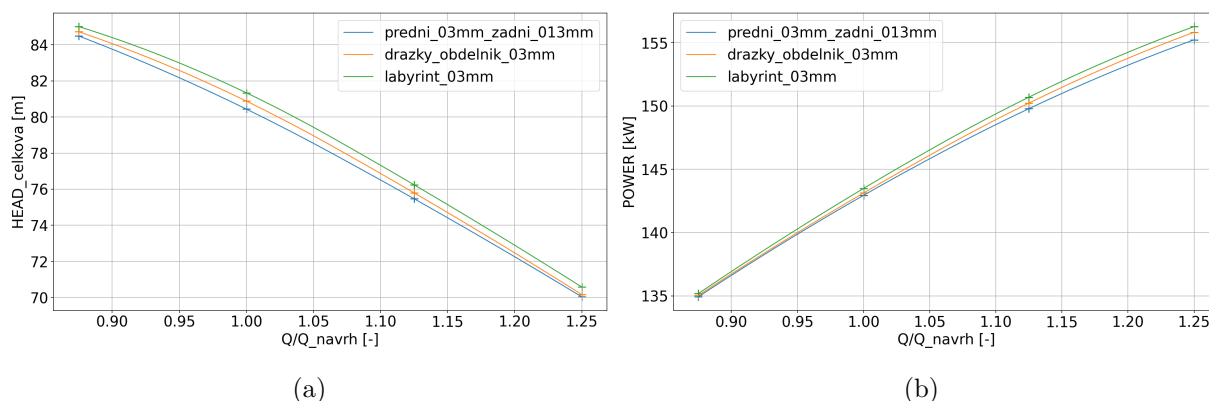
Obrázek 5.12: Úpravy tvaru předního těsnícího kruhu: a) labyrint b) drážky.

Na grafech na obrázku 5.13 lze vidět, že z pohledu účinnosti i axiální síly vyšla nejlépe

varianta tvaru labyrintu. Oproti variantě rovného těsnicího kruhu má labyrintová úprava v návrhovém bodě více než 0.5 % vyšší účinnost. Dále klesala i axiální síla působící na čerpadlo v návrhovém bodě až o zhruba 1500 N. Dle obrázku 5.14 dochází v návrhovém průtoku k nárůstu dopravní výšky o 1 m. Na grafu hydraulického příkonu docházelo k mírnému nárůstu u vyšších průtoků.

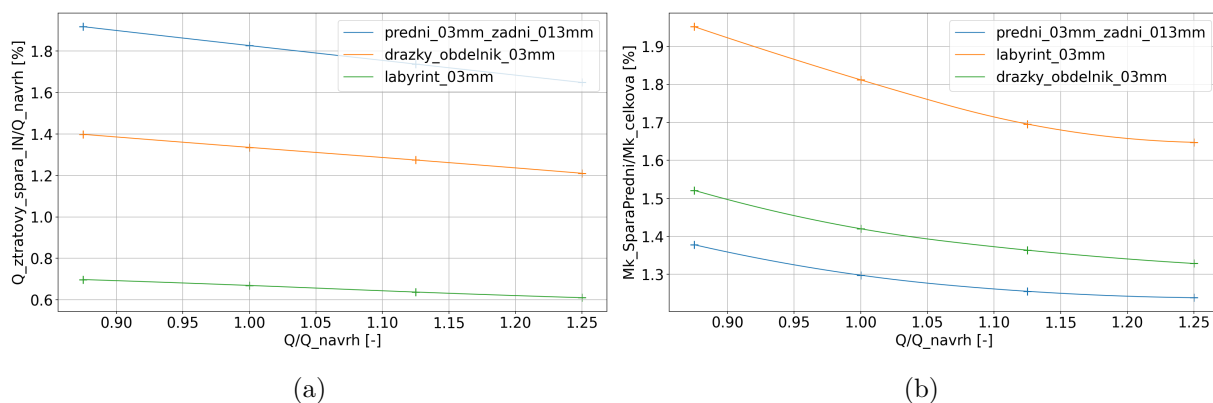


Obrázek 5.13: Vliv průtoku na: a) účinnost a b) axiální sílu variant tvaru těsnicího kruhu.



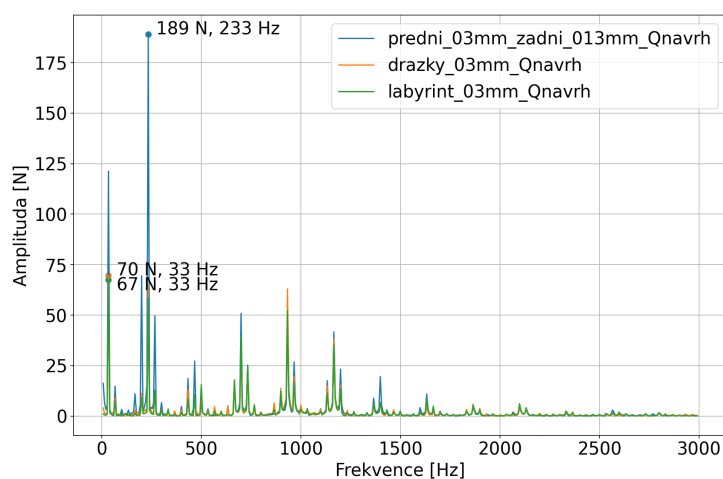
Obrázek 5.14: Vliv průtoku na: a) dopravní výšku a b) příkon variant tvaru těsnicího kruhu.

U změny tvaru spáry lze na obrázku 5.15a dále vidět výrazný pokles ztrátového průtoku, v návrhovém bodě o více než 1 %. U labyrintu je míra ztrátového průtoku menší i než u varianty tloušťky předního těsnicího kruhu 0.175 mm. Na obrázku 5.15b je pak zobrazen vliv zvýšení komplexnosti tvaru na kroutící moment na přední spáře. Mezi variantou rovného těsnicího kruhu a labyrintem došlo k nárůstu kroutícího momentu až o 0.5 %.



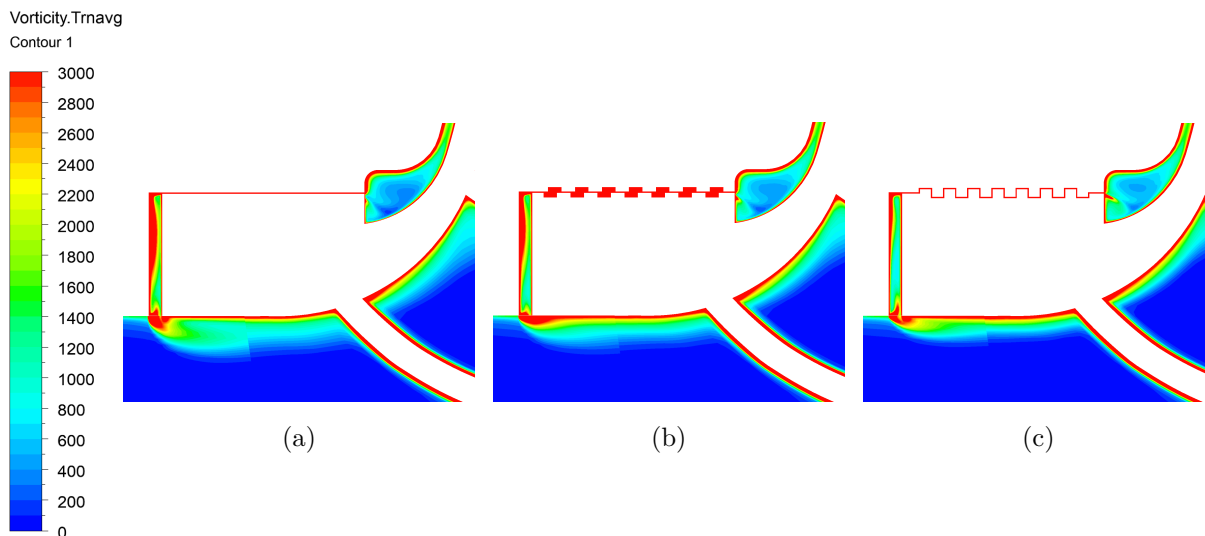
Obrázek 5.15: Vliv průtoku na: a) ztrátový průtok a b) kroučící moment variant tvaru těsnicího kruhu.

Jak je zobrazeno na obrázku 5.16, při změně tvaru došlo i k výraznému poklesu velikosti hlavní amplitudy radiální síly až na 37 % původní hodnoty. Maximální amplituda byla u obou tvarových úprav na otáčkové frekvenci 33 Hz.



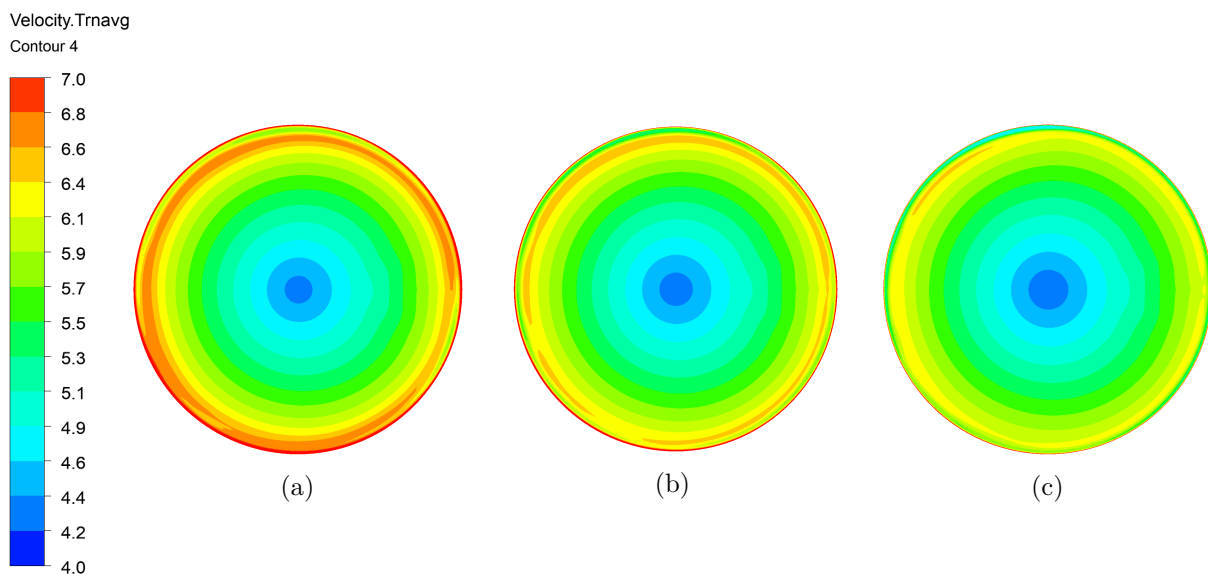
Obrázek 5.16: FFT radiální síly různých změn tvarů těsnicího kruhu.

Na obrázku 5.17 vykreslení kontur vířivosti v radiálním řezu čerpadlem lze pozorovat zmenšení vířivosti za napojením spáry do savky z důvodu menšího ztrátového průtoku spárou. To způsobovalo i výrazný pokles vířivosti v okolí lopatek. Což může zlepšovat účinnost čerpadla a kavitační odolnost.



[s⁻¹]
Obrázek 5.17: Kontury vířivosti a měřítko hodnot rychlostí pro varianty tvarů těsnicího kruhu:
a) 0.3 mm, b) drážky 0.3 mm a c) labyrint 0.3 mm.

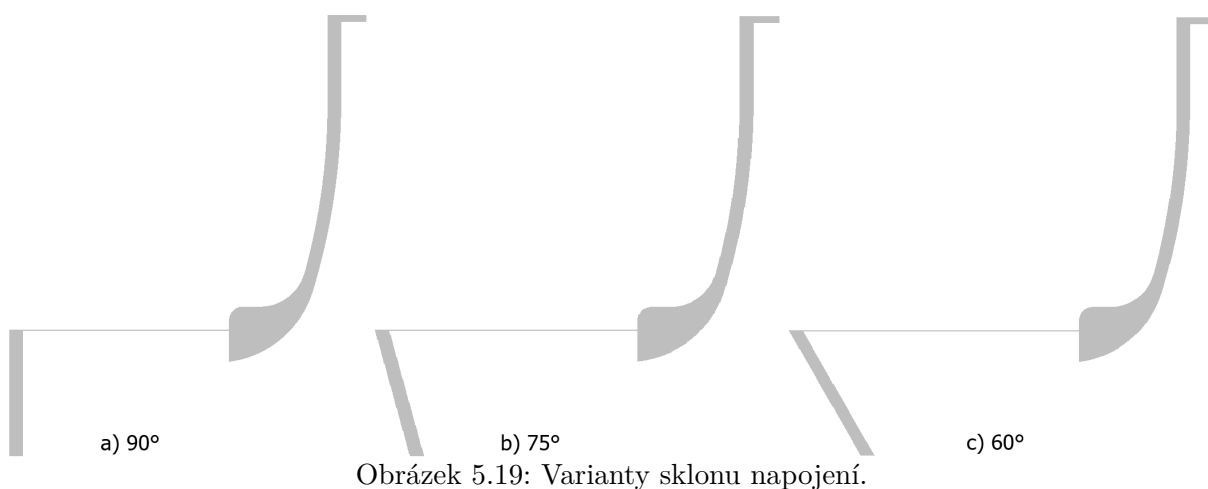
Na obrázku 5.18 je vykreslena velikost rychlosti za napojením těsnicího kruhu do savky. Lze pozorovat vliv ztrátového průtoku na velikost rychlosti. V blízkosti stěn savky byl zaznamenán pokles o cca 0.5 [m/s]



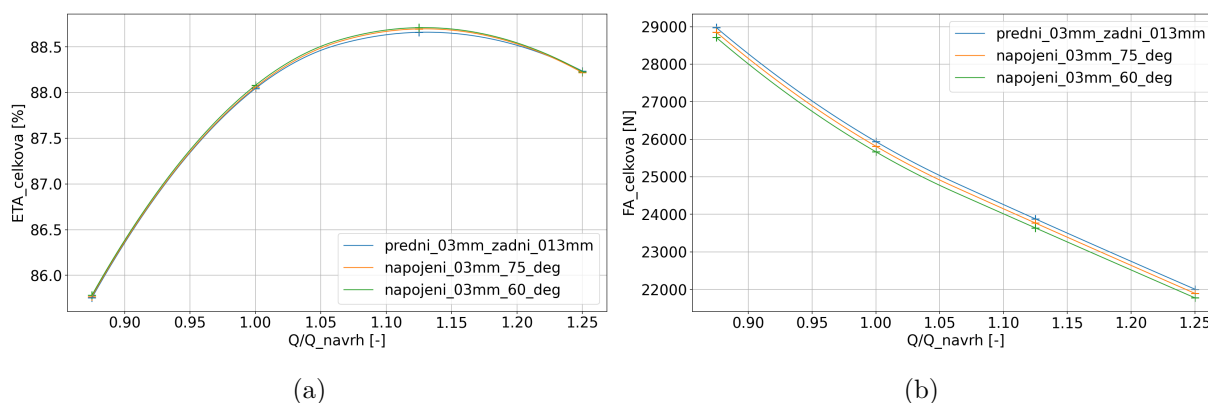
[m s⁻¹]
Obrázek 5.18: Kontury rychlosti a měřítko hodnot rychlostí pro varianty tvarů těsnicího kruhu:
a) 0.3 mm, b) drážky 0.3 mm a c) labyrint 0.3 mm.

5.3 Změna sklonu napojení

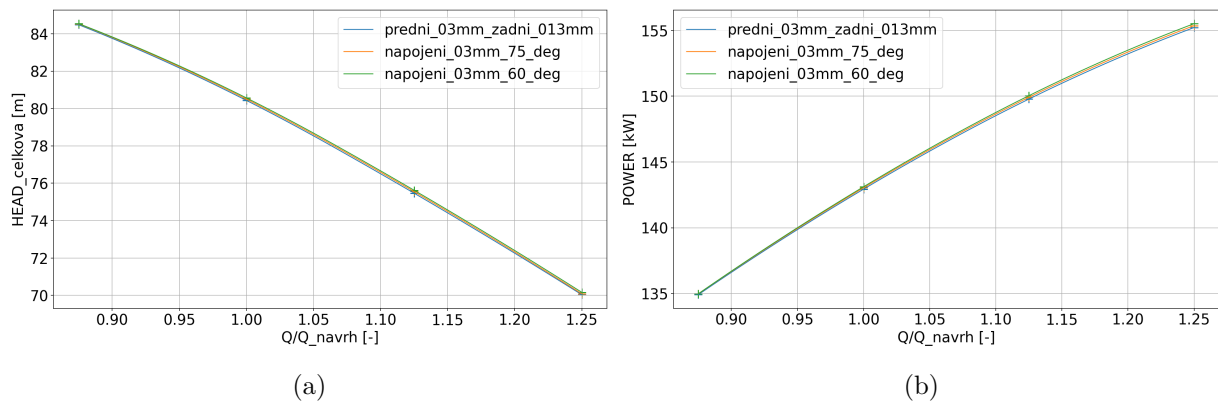
Dle závěrů článku od Jia [9] byl otestován vliv úhlu napojení spáry do savky před vstupem do oběžného kola. Byly spočítané 3 úhly napojení spáry 90° , 75° a 60° . Tloušťka kruhu je po celé délce 0.3 mm. Napojení na savku bylo umístěno u všech variant stejně, kruh se tedy z důvodu většího sklonu napojení prodlužuje. Průřez spárou s různými sklony napojení je znázorněn na obrázku 5.19.



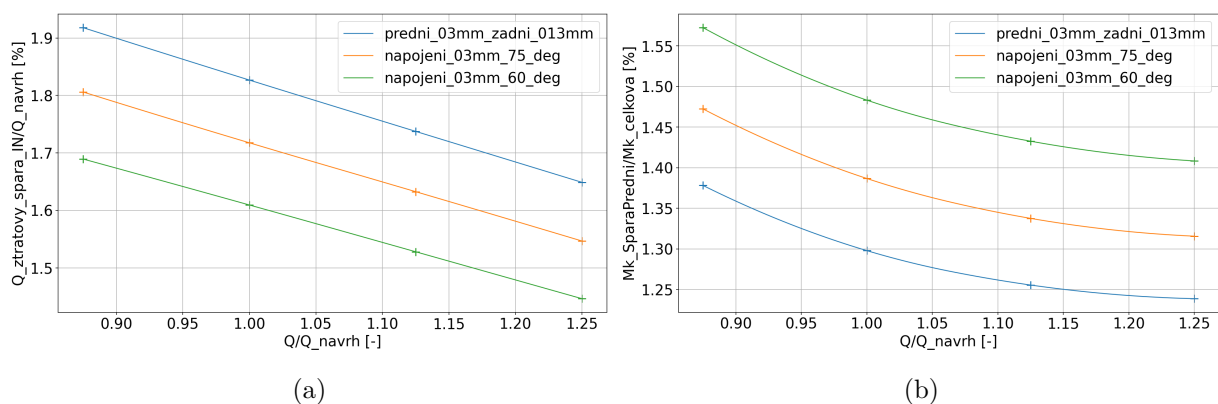
Z grafů na obrázcích 5.20 a 5.21 lze pozorovat malý nebo žádný vliv na hodnoty účinnosti, axiální síly, dopravní výšky a příkonu. Z grafů veličin sledovaných na přední těsnici spáře na obrázku 5.22 lze pozorovat pokles ztrátového průtoku až o více než zhruba 0.2 % a nárůst kroutícího momentu na přední spáře až o necelých 0.2 %. Tato mírná změna může být způsobena jen prodloužením těsnicího kruhu.



Obrázek 5.20: Vliv průtoku na: a) účinnost a b) axiální sílu variant sklonu napojení.

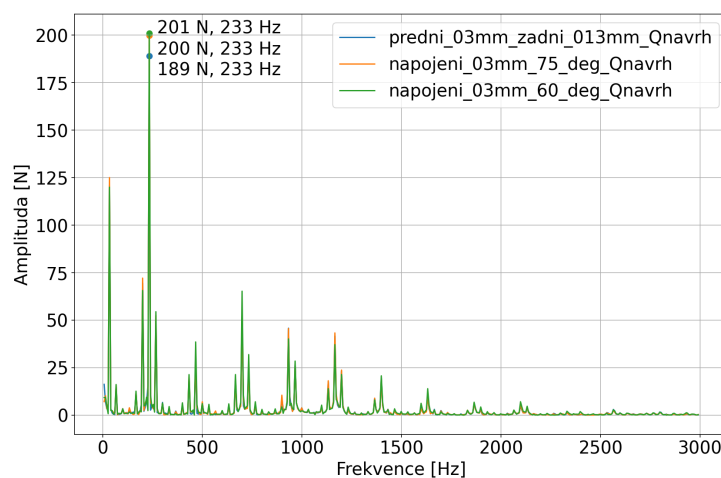


Obrázek 5.21: Vliv průtoku na: a) dopravní výšku a b) příkon variant sklonu napojení.



Obrázek 5.22: Vliv průtoku na: a) ztrátový průtok a b) kroutící moment na přední spáře variant sklonu napojení.

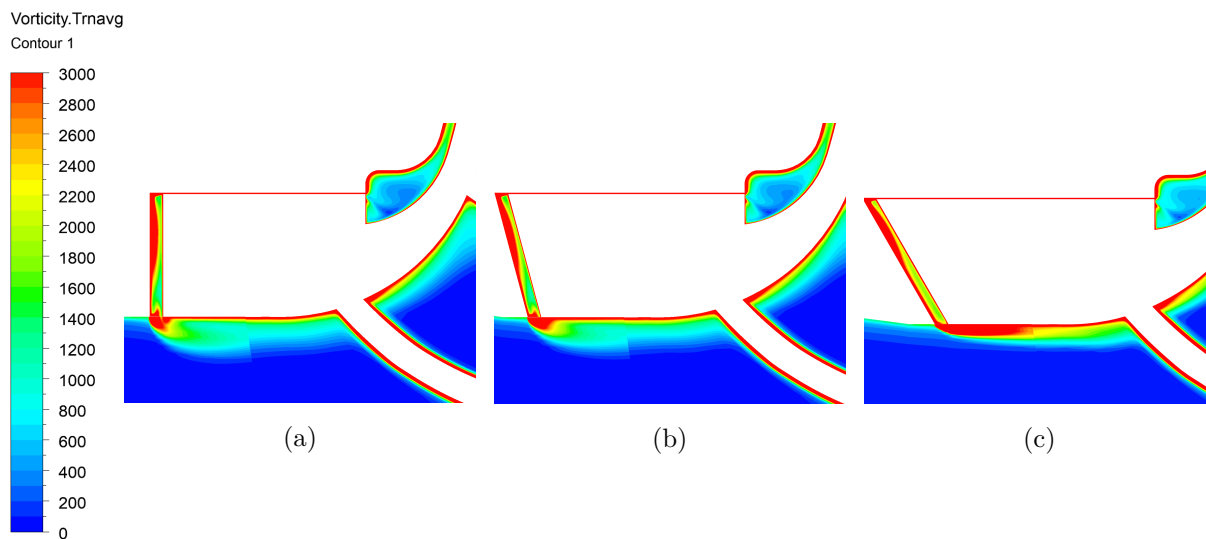
Dle hodnot FFT z průběhu radiální síly viz obrázek 5.23 lze vidět mírný nárůst amplitudy radiální síly. Maximální amplituda se u všech variant vyskytovala na lopatkové frekvenci 233 Hz.



Obrázek 5.23: FFT radiální síly pro různé sklony napojení.

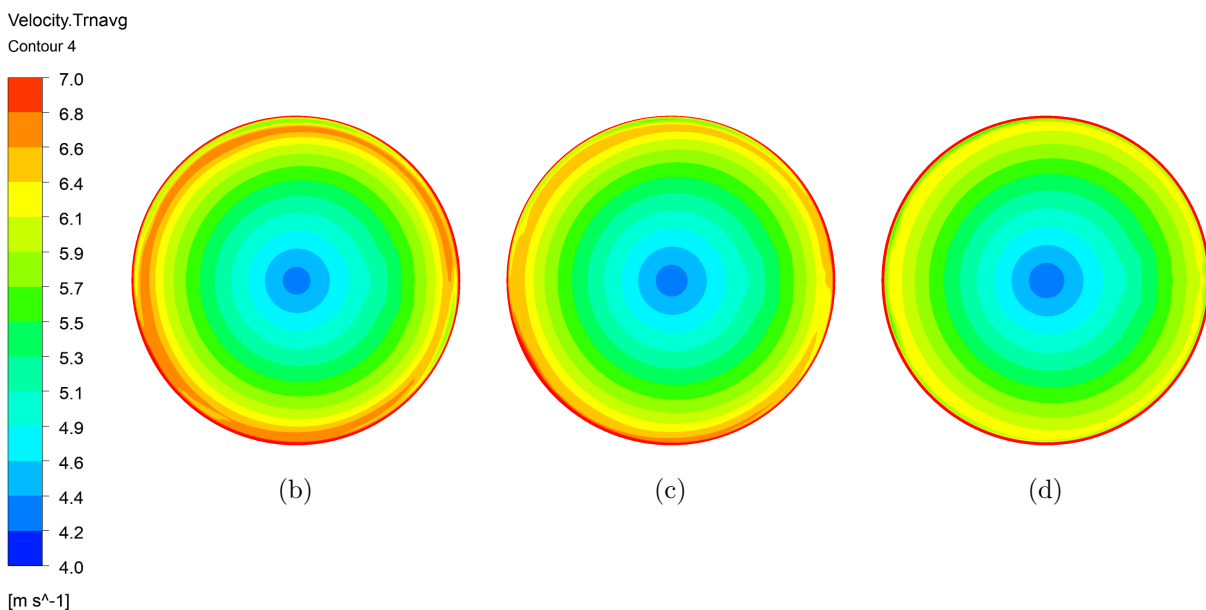
Na obrázku 5.24 jsou vykresleny kontury velikosti vířivosti v podélném průřezu. Lze pozorovat jak s větším náklonem dochází k menšímu odtržení proudu ztrátového průtoku

a menší míře zavření do hloubky proudu. To je dáno mírným zmenšením velikostí ztrátového průtoku a rozložení složky rychlosti radiálního a axiálního směru a tím zmenšením radiální složky rychlosti ztrátového průtoku. U varianty náklonu 60° je vidět hladké napojení ztrátového průtoku do hlavního proudu. Na konturách uvnitř oběžného kola nelze rozeznat výrazná propagace změn vířivosti na lopatky.



Obrázek 5.24: Kontury vířivosti v podélném průřezu čerpadla a měřítko hodnot velikosti vířivosti pro varianty sklonu napojení: a) 90° , b) 75° a c) 60° .

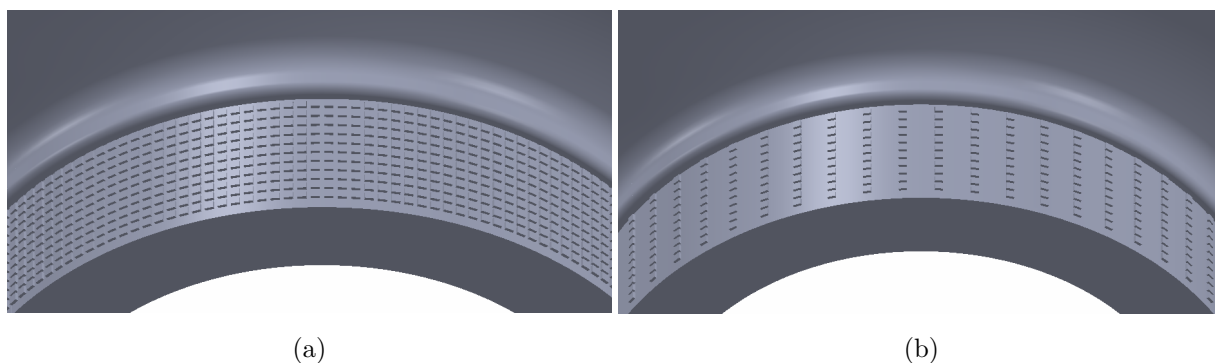
Na konturách rychlosti za napojením na obrázku 5.25 lze vidět vliv velikosti vířivosti i na rychlostní profil na vstupu do oběžného kola. Patrná je hlavně změna u varianty napojení o sklonu 60° , dochází u stěn savky k poklesu velikosti rychlosti o zhruba 0.5 mm.



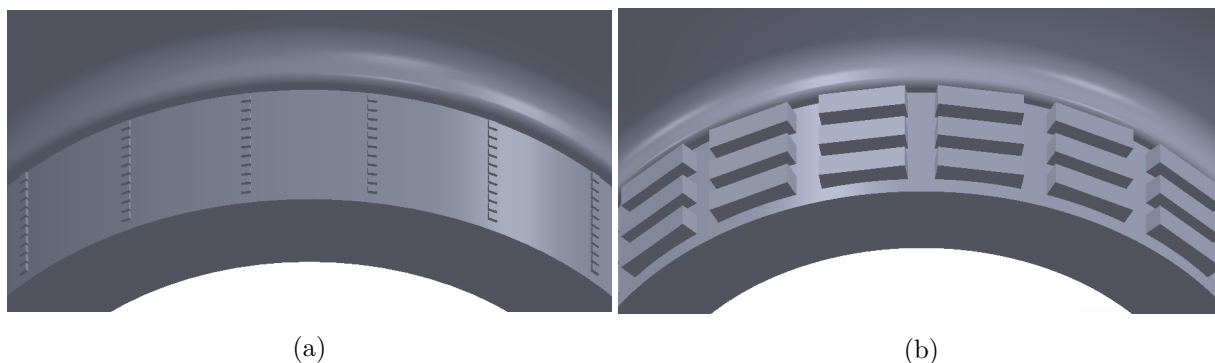
Obrázek 5.25: Kontury rychlosti v příčném průřezu a měřítko hodnot velikosti rychlosti pro varianty sklonu napojení: a) 90° , b) 75° a c) 60° .

5.4 Izotropní drážkování

Izotropní drážkování na statoru je používáno často i jako úprava pro tlumení dynamických jevů. Na statoru vytváří překážku i v obvodovém směru, čímž potlačuje rychlost v obvodovém směru. Jak již bylo zmíněno, právě poměr obvodové a axiální rychlosti může být důležitým faktorem ovlivňující dynamiku rotoru. Na obrázcích 5.26 a 5.27 jsou zobrazeny vytvořené modely s izotropním čtvercovým drážkováním s rozmístěním řady 11 čtverců po délce o rozměrech 3x3x3 mm po 2° (obrázek 5.26a), 6° (obrázek 5.26b) a 18° (obrázek 5.27a) a dále s po délce 3 velkými obdélníkovými drážkami 9x30mm o hloubce 6 mm s rozmístěním po 18° stupních (obrázek 5.27b).

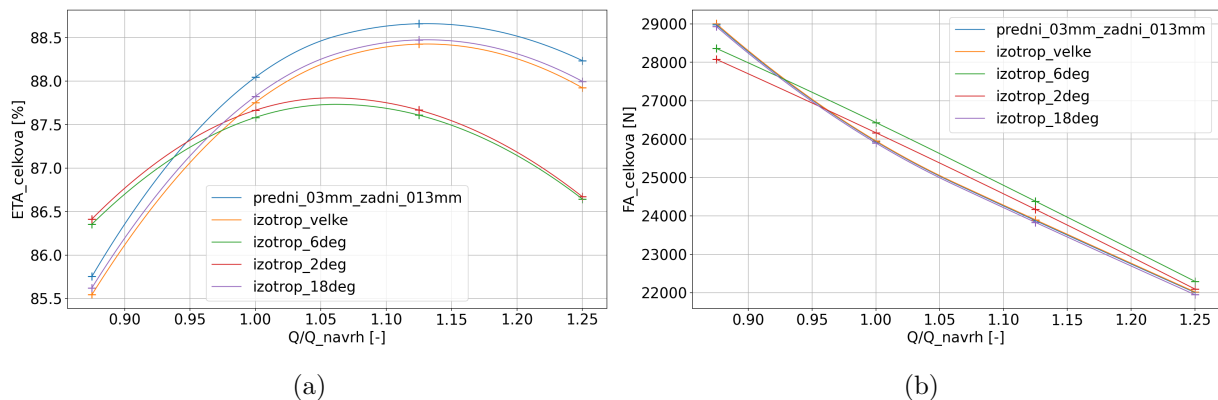


Obrázek 5.26: Rozmístění malých drážek po a) 2 deg b) 6 deg.



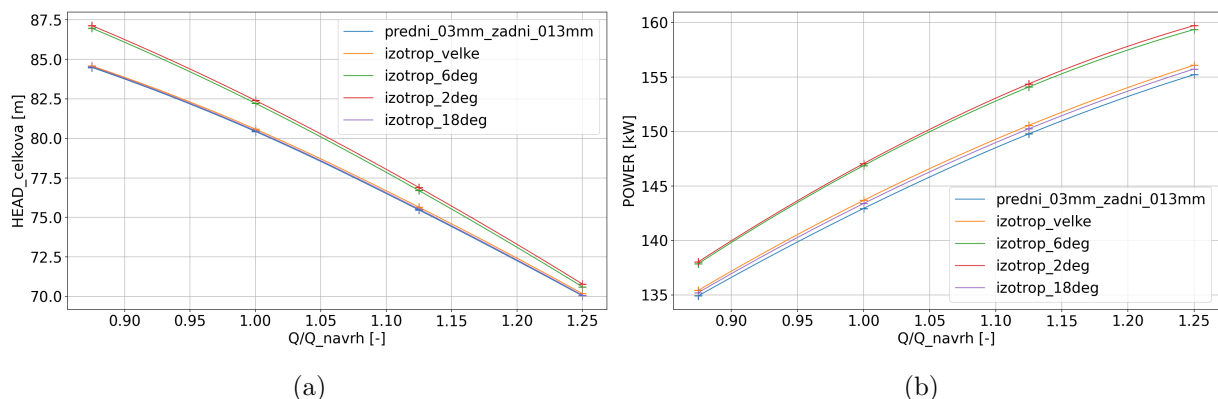
Obrázek 5.27: Rozmístění drážek po 18°: a) malé drážky, b) velké drážky.

Na obrázku 5.28 lze vidět, že izotropní drážkování obecně snižovalo účinnost čerpadla. U variant velkých drážek a malých drážek po 18° docházelo k poklesu účinnosti v návrhovém průtoku o asi 0.25 %. Při malém drážkování po 2° a 6° dochází ke změně trendu účinnostní křivky. Docházelo k nárůstu účinnosti v oblasti nízkých průtoků a poklesu v oblasti vysokých průtoků. Tedy v podnávrhovém průtoku $0.875 Q_{návrh}$ docházelo ke zvýšení účinnosti až o zhruba 0.75 %. V návrhovém průtoku docházelo k poklesu účinnosti až o zhruba 0.5 %. Ale v nadnávrhových průtocích dochází k výraznému poklesu účinnosti, v $1.25 Q_{návrh}$ byl zaznamenán pokles až o 1.5 %. U těchto variant docházelo ke změně trendu i křivky axiální síly, kde byl zaznamenán skoro lineární průběh. V $0.875 Q_{návrh}$ docházelo k poklesu axiální síly až o 1000 N. Od návrhovém průtoku už bylo u těchto variant naměřena o něco málo větší axiální síla než u zbytku variant.



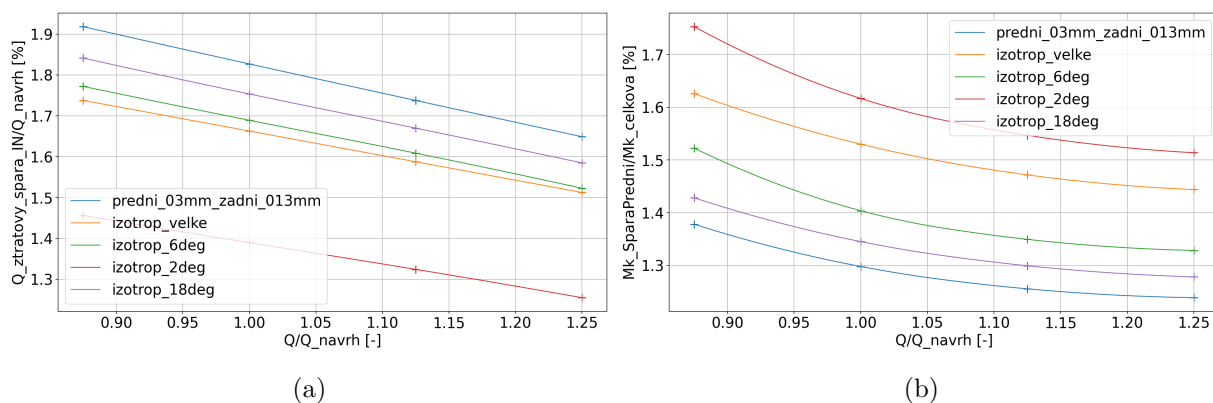
Obrázek 5.28: Vliv průtoku na: a) účinnost a b) axiální sílu u izotropického drážkování.

Dle obrázku 5.29 pak u variant malých drážek po 2° a 6° lze pozorovat nárůst dopravní výšky. V nízkém průtoku $0.875 Q_{navrh}$ docházelo k nárůstu dopravní výšky o zhruba 4 m. Poté však docházelo ke strmějšímu poklesu křivky a v návrhovém průtoku poklesne rozdíl výšek na 2 m. U zmíněných variant byl spočítán i nárůst hodnot hydraulického příkonu. V celém průběhu křivky byl u variant 2° a 6° naměřen vyšší hydraulický příkon zhruba o 4 kW.



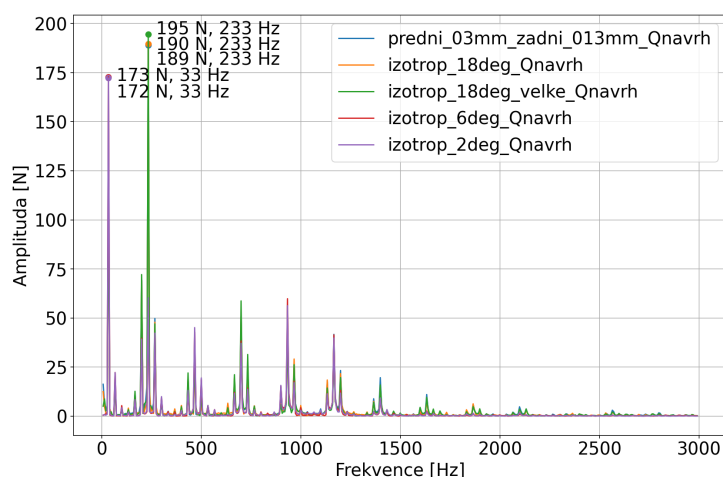
Obrázek 5.29: Vliv průtoku na: a) dopravní výšku a b) příkon u izotropického drážkování.

Z obrázku 5.30 lze vidět jak při častějších nebo rozměrově větších drážkování docházelo k poklesu ztrátového průtoku. Nejefektivnější z pohledu ztrátového průtoku byla varianta malých drážek s rozmístěním po 2° , kde byl v Q_{navrh} pokles až o zhruba 0.4 %. Druhý nejmenší ztrátový průtok byl získán variantou velkých drážek. Drážkování způsobovalo i nárůst kroutícího momentu na přední spáře až o zhruba 0.3 % u varianty malých drážek po 2° .



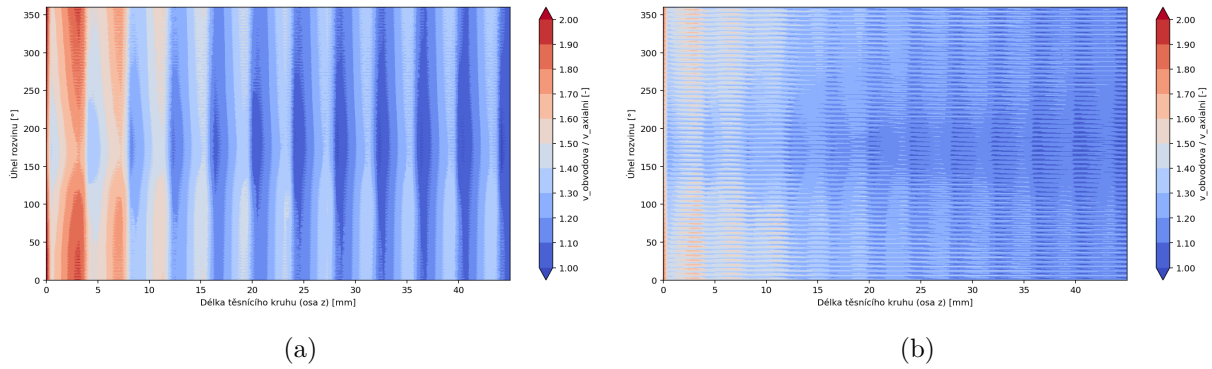
Obrázek 5.30: Vliv průtoku na: a) ztrátový průtok b) kroutící moment na přední spáře izotropického drážkování.

Z grafu FFT radiální síly 5.31 lze pozorovat, že pro varianty malého drážkování 2° a 4° docházelo ke snížení frekvence na otáčkovou 33 Hz. Vliv na amplitudu radiální síly byl u všech variant izotropického drážkování malý.



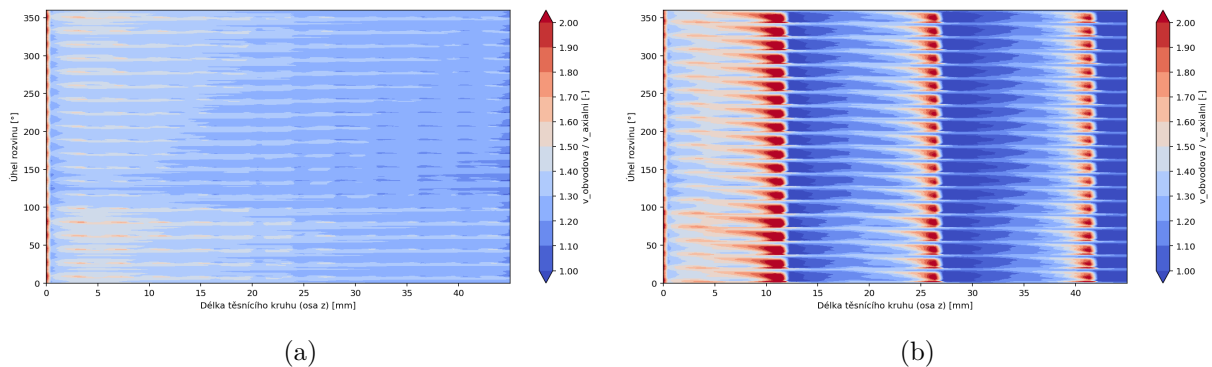
Obrázek 5.31: FFT radiální síly u variant izotropického drážkování.

Těsnícím kruhem byla vedena válcová plocha ve vzdálenosti 0.05 mm nad rotorem. Dle rovnice 5.1 byla spočítána obodovová rychlost a její poměr vůči axiální rychlosti vykreslen na rovinu rozvinuté válcové plochy. Na obrázku 5.32 je možné pozorovat vývoj poměru rychlostí. Světlé vertikální pruhy představují dané drážky, Při průchodu drážkou dochází k zavření což lokálně zvýší poměr rychlostí, to se projeví i na ploše blízké nad rotorem, za drážkou je již patrný pokles obvodové rychlosti. U varianty drážkování po 2° dochází k poklesu poměru na hodnotu blízké 1 po skoro celém obvodu již v polovině těsnícího kruhu. Při drážkování po 6° již nejsou patrné tak výrazné přechody. Dochází k poklesu obvodové rychlosti pomaleji.



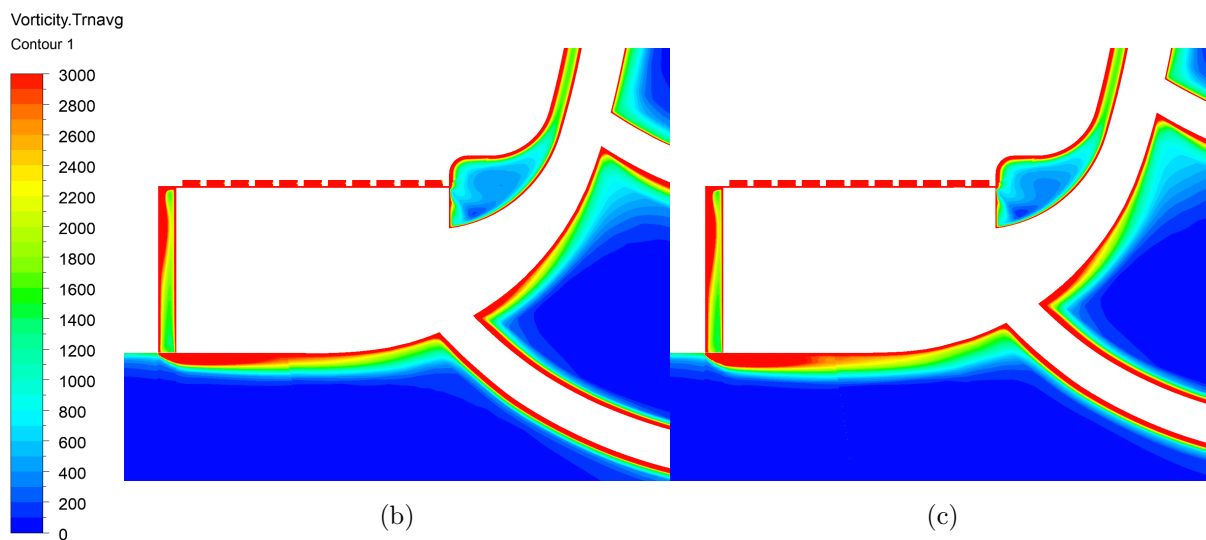
Obrázek 5.32: Kontury poměru obvodové a axiální rychlosti v těsnicím kruhu pro varianty rozmístění malých drážek po: a) 2° b) 6°

Na konturách na obrázku 5.33 jsou vykresleny kontury poměru obvodové a axiální rychlosti pro varianty rozložení malých a velkých drážek po 18°. U varianty malých drážek je možné pozorovat pouze malý vliv na omezení obvodové rychlosti oproti pouze hladké spáře o tloušťce 0.3 mm. Na obrázku 5.33b lze pozorovat vliv větších drážek. V drážce dochází k zavírání což lokálně zvýší hodnoty obvodové rychlosti. Po přechodu drážkou dochází k výraznému snížení obvodové rychlosti. Hned za drážkou dochází k poklesu poměru rychlostí na hodnotu 1.

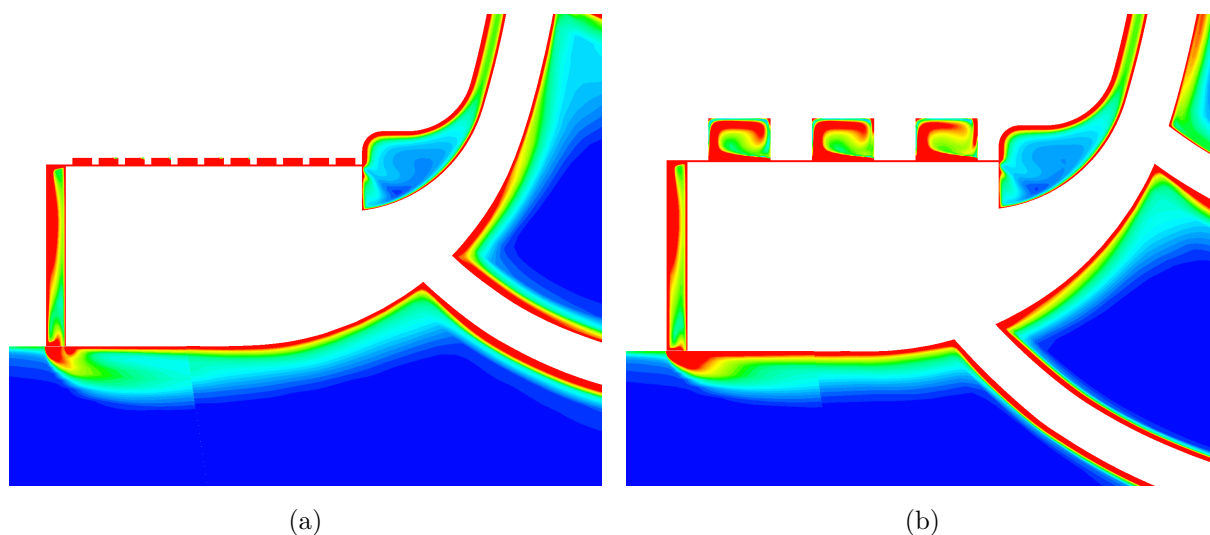


Obrázek 5.33: Kontury poměru obvodové a axiální rychlosti v těsnicím kruhu pro varianty rozmístění po 18° c) malé drážky d) velké drážky.

Na konturách vířivosti v axiálním průřezu na obrázku 5.34 nebyl zaznamenán výrazný rozdíl mezi variantami po 2° a 6° rozmístění malých drážek. Na konturách na obrázku 5.35 pak už je vidět výraznější nárůst hloubky propagace vířivosti u obou variant malých a velkých drážek rozmístěných po 18°. Zároveň u varianty na obrázku 5.35b poklesne hodnota vířivosti tak, že je již možné pozorovat tvar zavírání v drážce, z pohledu hodnot zavírání není objem není využit na maximum, z pohledu efektivity lze zkusit zda by pro podobné omezení ztrátového průtoku nestačil menší objem drážky.

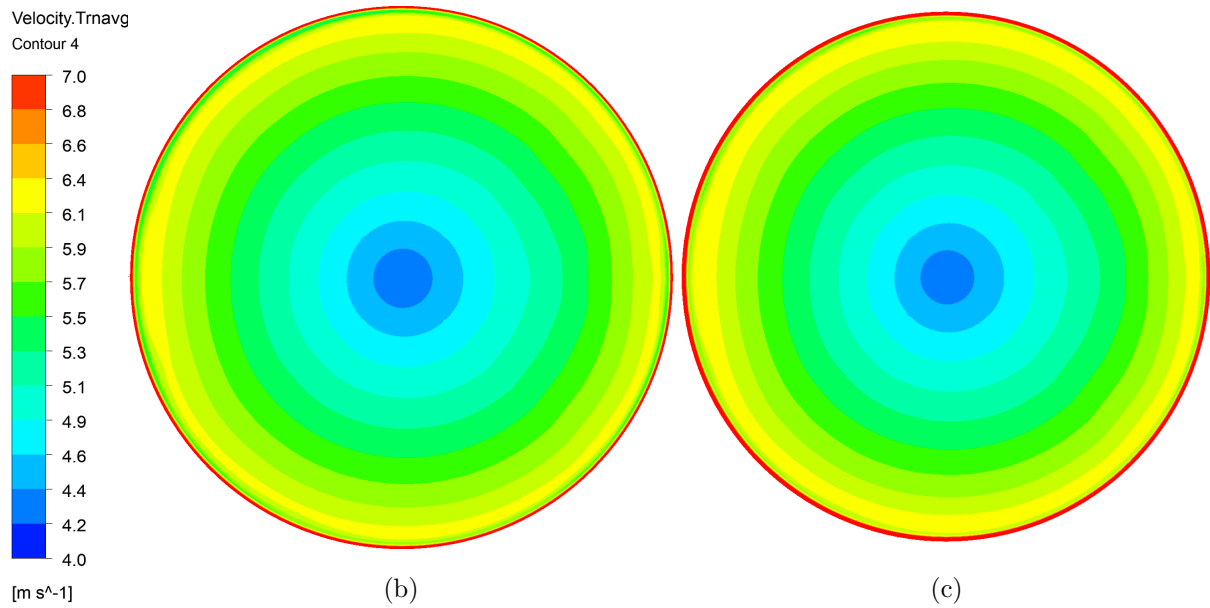


Obrázek 5.34: Kontury vířivosti v podélném průřezu čerpadlem a měřítko hodnot velikosti vířivosti pro varianty rozmístění drážek po: b) 2° a c) 6°.

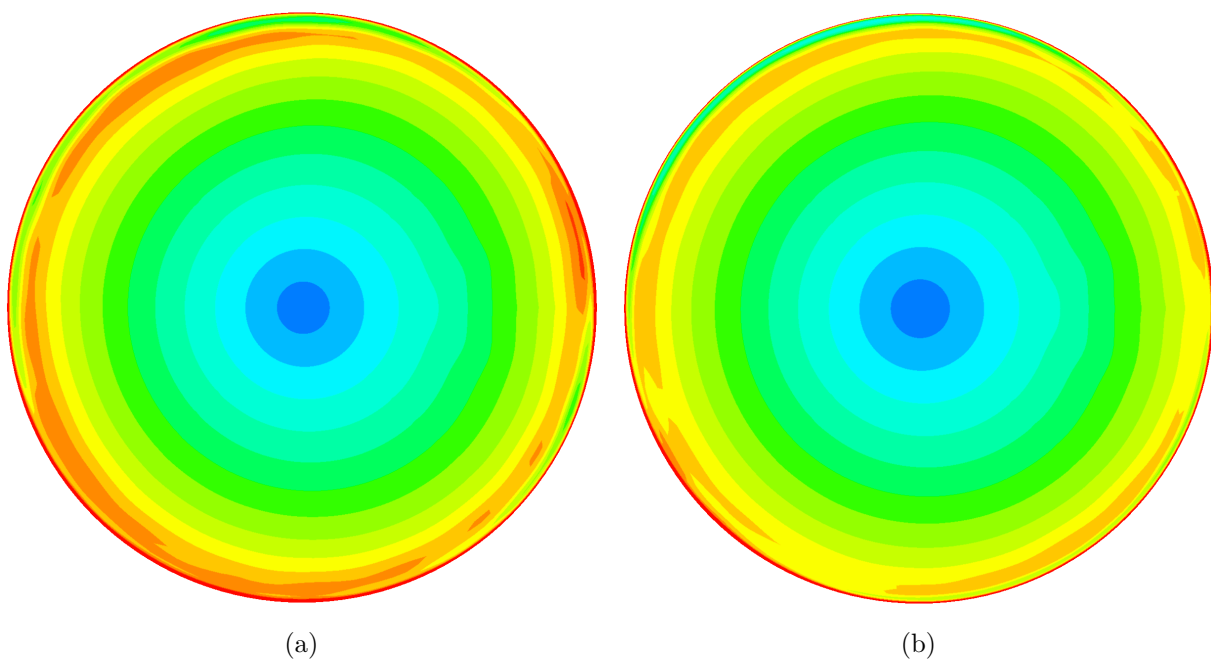


Obrázek 5.35: Kontury vířivosti v podélném průřezu čerpadlem pro varianty rozmístění drážek po 18°: a) malé drážky a b) velké drážky.

Z kontur velikosti rychlosti v příčném průřezu savkou na obrázku 5.36 je možné pozorovat, že u variant malého drážkování po 2° a 6° byl relativně malý vliv ztrátového průtoku spárou na rychlostní profil na vstupu do oběžného kola. U varianty malého drážkování po 6° je možné poznat malý nárůst velikosti rychlosti kolem stěny savky. Mimo to nebyl mezi těmito variantami zaznamenán výrazný rozdíl. U variant malého drážkování a velkého drážkování po 18° na obrázku 5.37 je už znatelný výrazný vliv nárůstu ztrátového průtoku na rychlostní profil, u velkých drážek byly oproti malým drážkám po 18° zaznamenány o něco menší rychlosti u stěn savky.



Obrázek 5.36: Kontury rychlosti v radiálním průřezu čerpadlem a měřítko hodnot velikosti rychlosti pro varianty rozmístění drážkování po: b) 2° a c) 6°.



Obrázek 5.37: Kontury rychlosti v radiálním průřezu čerpadlem pro varianty rozmístění drážkování po 18°: a) malých drážek a b) velkých drážek.

Závěr

V uvedené práci byly pomocí numerických simulací otestovány různé tvary těsnicího kruhu. Nejprve byla představena rešerše, dle které byly vytipovány různé možnosti úprav těsnicí spáry. Následně byly pomocí transienčních simulací v programu ANSYS CFX s použitím modelu turbulence *SST* $k - \omega$ spočítány a porovnány vybrané tvary těsnicího kruhu. Nejprve byla otestována změna tloušťky předního i zadního těsnicího kruhu 0.13 mm, 0.175 mm a 0.3 mm. Z výpočtů byl zjištěn výrazný vliv tloušťky těsnicího kruhu na účinnost i axiální sílu. Dále bylo zjištěno, že změna předního těsnicího kruhu má výrazně větší vliv na sledované veličiny změna přední těsnicí spáry vůči změně zadní spáry. Při zvětšení tloušťky předního těsnicího kruhu o 0.17 mm z 0.13 mm na 0.3 mm, docházelo až k trojnásobnému nárůstu ztrátového průtoku. Dále bylo na záznam radiální síly z posledních 5 otáček použita rychlá Fourierova transformace (FFT). Při zvětšení tloušťky předního těsnicího kruhu z 0.13 mm na 0.3 mm bylo zaznamenáno 2.7 násobné navýšení dominantní amplitudy radiální síly a 7 násobné zvýšení frekvence amplitudy radiální síly z otáčkové na lopatkovou frekvenci. Při větší tloušťce dále z důvodu většího ztrátového průtoku docházelo k výraznému narušení rychlostního profilu.

Následně byla zkoumána situace, kdy výrobní možnosti neumožňují zmenšení tloušťky těsnicího kruhu. Na předním těsnicím kruhu o tloušťce 0.3 mm byly modelovány dvě úpravy tvaru na rotoru i statoru a to labyrintová úprava a radiální drážkování. Nejlepší hodnoty sledovaných parametrů dosahovala labyrintová úprava, při návrhovém průtoku došlo ke zvýšení účinnosti o asi 0.75 % a poklesu axiální síly o 1.5 kN. Na předním těsnicím kruhu byl zaznamenán pokles ztrátového průtoku o 1,1 %, zároveň dochází k nárůstu kroutícího momentu na přední spáře v návrhovém průtoku o 0.5 % vůči celkovému kroutícímu momentu, což má vliv na celkovou účinnost. U obou úprav došlo k výraznému 2.7 násobnému snížení dominantní amplitudy radiální síly i její frekvence z lopatkové 233 Hz na otáčkovou 33 Hz. U labyrintové úpravy dochází ke snížení rychlostí u stěny savky na vstupu do oběžného kola a tím i urovnání rychlostního profilu.

Z důvodu snížení zavíření na vstupu do oběžného kola byla navržena úprava náklonu napojení spáry do savky z původního napojení 90° na 75° a 60°. Nakloněním dochází k rozložení radiální složky rychlosti na částečně axiální ve směru proudění. V průřezech savkou u napojení bylo zaznamenáno výrazné snížení zavíření a urovnání proudění na vstupu do oběžného kola. Na sledovaných hodnotách dopravní výšky, hydraulického příkonu, axiální síly a účinnosti se však tato změna neprojevila. Na předním kruhu dochází k mírnému snížení ztrátového průtoku z důvodu prodloužení spáry. Změna se neprojevila ani na záznamu radiální síly. V počítaném čerpadle vstupuje voda do oběžného kola s nerovnaným prouděním z důvodu odtržení proudu za kolenem savky, je možné, že změna zavíření vlivem napojení měla v daném kontextu již nepatrný vliv.

Poslední testovaná úprava bylo izotropní drážkování, které má za účel omezení obvodové složky rychlosti, tak aby převládl Lomakinův efekt se středícím účinkem na rotor. Byly realizovány 4 varianty izotropů na statoru. Malé drážky 3x3x3 mm s 11 drážkami po

délce kruhu s rozložením po 2° , 6° a 18° , respektive s 1980, 660 a 220 drážkami po ploše statoru těsnicího kruhu. Pro srovnání vlivu velikosti drážek byla poté realizována varianta drážek o velikosti 9×30 mm a hloubka 6 mm s rozložením po 18° . U všech variant drážkování docházelo k poklesu účinnosti. U variant malého drážkování po 2° a 6° docházelo ke změně tvaru účinnostní křivky i křivky axiální síly, v nízkých průtocích se účinnost zvýšila, zatímco v nadnávrhovém průtoku docházelo k výraznému poklesu účinnosti až o 1.5 %. U variant malých drážek s rozmístěním po 2° a 6° došlo ke snížení frekvence působení radiální síly z lopatkové na otáčkovou 33 Hz. Z kontur poměru obvodové a axiální rychlosti bylo možné pozorovat že u těchto variant docházelo k rychlejšímu a plynulejšímu poklesu obvodové rychlosti.

Z výsledků numerických simulací vyšlo, že pro počítané odstředivé radiální čerpadlo a dle pozorovaných veličin jako nejlepší možnost zmenšení tloušťky těsnicího kruhu. Pokud již není možné snižovat tloušťku těsnicího kruhu byl z testovaných variant úpravy tvaru nejlepší labyrintový těsnicí kruh. Pokud potřebujeme upravit dynamické vlastnosti čerpadla a není možné zasahovat do rotoru byla testována úprava pouze statoru pomocí izotropického drážkování. Varianty 2° a 6° vykazovaly na sledovaných veličinách podobné vlastnosti, z pohledu efektivity by bylo tedy lepší zvolit variantu malého drážkování po 6° . Jako další krok by bylo vhodné vyzkoušet a porovnat více tvarů drážek. Při výběru pro konkrétní čerpadlo by bylo vhodné pak pro vybraný tvar vyzkoušet spočítat více velikostí a četností drážek. Další zkoumanou úpravou byla změna sklonu napojení spáry do savky před oběžným kolem. Daná úprava by byla vhodná vyzkoušet u čerpadla, kde voda vstupuje do čerpadla s urovnaným proudovým polem, například s rovným vstupním potrubím.

Literatura

- [1] STORTEIG, Eskild. *Dynamic characteristics and leakage performance of liquid annular seals in centrifugal pumps*. 2000. ISBN 8279840206.
- [2] GÜLICH, Johann Friedrich. *Centrifugal pumps*. 3rd edition. Heidelberg: Springer, 2014. ISBN 978-3-642-40113-8.
- [3] BLÁHA, Jaroslav a Karel BRADA. *Příručka čerpací techniky*. Praha: Vydavatelství ČVUT, 1997. ISBN 80-01-01626-9.
- [4] KSB. *Specific speed*. KSB Centrifugal Pump Lexicon. [online]. Dostupné z: <https://www.ksb.com/en-global/centrifugal-pump-lexicon/article/specific-speed-1116898>
- [5] CHILDS, Dara W. *Turbomachinery rotordynamics: phenomena, modeling, and analysis*. New York: John Wiley & Sons, 1993. ISBN 0-471-53840-X.
- [6] ZHAO, W G; LI, Y B; WANG, X Y; SUN, J P a WU, G X. Research on the effect of wear-ring clearances to the performance of centrifugal pump. Online. *IOP conference series. Earth and environmental science*. 2012, roč. 15, č. 7, s. 72018. ISSN 1755-1307. Dostupné z: <https://doi.org/10.1088/1755-1315/15/7/072018>. [cit. 2024-01-14].
- [7] SHI, Weidong; GAO, Xiongfa; ZHANG, Qihua; ZHANG, Desheng a YE, Da-oxing. Numerical investigations on effect of wear-ring clearance on performance of a submersible well pump. Online. *Advances in mechanical engineering*. 2017, roč. 9, č. 7, s. 168781401770415. ISSN 1687-8132. Dostupné z: <https://doi.org/10.1177/1687814017704155>. [cit. 2024-01-14].
- [8] CHEN, S X; PAN, Z Y; WU, Y L a ZHANG, D Q. Simulation and experiment of the effect of clearance of impeller wear-rings on the performance of centrifugal pump. Online. *IOP conference series. Earth and environmental science*. 2012, roč. 15, č. 7, s. 72017. ISSN 1755-1307. Dostupné z: <https://doi.org/10.1088/1755-1315/15/7/072017>. [cit. 2024-01-14].
- [9] JIA, Xiaoqi; YU, Jilin; LI, Bo; ZHANG, Li a ZHU, Zuchao. Effect of Incident Angle of Wear-Ring Clearance on Pressure Pulsation and Vibration Performance of Centrifugal Pump. Online. *Frontiers in energy research*. 2022, roč. 10. ISSN 2296-598X. Dostupné z: <https://doi.org/10.3389/fenrg.2022.861134>. [cit. 2024-01-14].
- [10] WOO, Seongjun; JANG, Hyoseong; KWAK, Hyoseo; MOON, Younghoon a KIM, Chul. Leakage analysis of helical grooved pump seal using CFD. Online. *Journal of mechanical science and technology*. 2020, roč. 34, č. 10, s. 4183-4191. ISSN 1738-494X. Dostupné z: <https://doi.org/10.1007/s12206-020-0910-0>. [cit. 2024-01-14].

- [11] CHILDS, D. W. *The SSME seal test program: Leakage tests for helically-grooved seals*. Legacy CDMS, 1983.
- [12] ZHANG, Meng; WANG, Xiao-fang; XU, Sheng-li a YIN, Shuo. Leakage Characteristic of Helical Groove Seal Designed in Reactor Coolant Pump. Online. *International Journal of Rotating Machinery*. 2012, roč. 2012, s. 1-8. ISSN 1023-621X. Dostupné z: <https://doi.org/10.1155/2012/619459>. [cit. 2024-01-15].
- [13] STOCKER, H. L.; COX, D. M. a HOLLE, G. F. *Aerodynamic performance of conventional and advanced design labyrinth seals with solid-smooth abrasable, and honeycomb lands*. Legacy CDMS, 1977.
- [14] ZHAO, W; NIELSEN, T K a BILLDAL, J T. Effects of cavity on leakage loss in straight-through labyrinth seals. Online. IOP conference series. Earth and environmental science. 2010, roč. 12, č. 1, s. 012002-012002. ISSN 1755-1315. Dostupné z: <https://doi.org/10.1088/1755-1315/12/1/012002>. [cit. 2024-01-15].
- [15] KIM, Tong Seop a CHA, Kyu Sang. Comparative analysis of the influence of labyrinth seal configuration on leakage behavior. Online. *Journal of mechanical science and technology*. 2009, roč. 23, č. 10, s. 2830-2838. ISSN 1738-494X. Dostupné z: <https://doi.org/10.1007/s12206-009-0733-5>. [cit. 2024-01-15].
- [16] HUR, Min-seok; MOON, Seong-won a KIM, Tong-seop. A Study on the Leakage Characteristics of a Stepped Labyrinth Seal with a Ribbed Casing. Online. *Energies (Basel)*. 2021, roč. 14, č. 13, s. 3719. ISSN 1996-1073. Dostupné z: <https://doi.org/10.3390/en14133719>. [cit. 2024-01-15].
- [17] ZHANG, Bo; DOU, Yuanyuan; HONG, Quan a JI, Honghu. Experimental investigation of effect of tooth geometrical parameters to flow characteristics in slant labyrinth seals. Online. *Concurrency and computation*. 2018, roč. 30, č. 24. ISSN 1532-0626. Dostupné z: <https://doi.org/10.1002/cpe.4951>. [cit. 2024-01-15].
- [18] HÜHN, Lisa; WILHELM, Julius; SCHWITZKE, Corina a BAUER, Hans-jörg. Extensive Experimental and Analytical Investigation of the Aerodynamic Flow Field of Labyrinth Seals with Innovative Liner Configurations. Online. *Journal of physics*. Conference series. 2021, roč. 1909, č. 1, s. 12026. ISSN 1742-6588. Dostupné z: <https://doi.org/10.1088/1742-6596/1909/1/012026>. [cit. 2024-01-15].
- [19] YAN, Xin; LI, Jun a FENG, Zhenping. Effects of Inlet Preswirl and Cell Diameter and Depth on Honeycomb Seal Characteristics. Online. *Journal of engineering for gas turbines and power*. 2010, roč. 132, č. 12, s. 122506. ISSN 0742-4795. Dostupné z: <https://doi.org/10.1115/1.4001296>. [cit. 2024-01-15].
- [20] CHILDS, Dara W.; ELROD, David a HALE, Keith. *Annular honeycomb seals: Test results for leakage and rotordynamic coefficients; comparisons to labyrinth and smooth configurations*. Online. In: . Legacy CDMS, 1989. [cit. 2024-01-15].
- [21] HA, Tae Woong. *Friction factor data for flat plate tests of smooth and honeycomb surfaces*. Legacy CDMS, 1989.

- [22] LI, Jun; KONG, Shengru; YAN, Xin; OBI, Shinnosuke a FENG, Zhengping. Numerical Investigations on Leakage Performance of the Rotating Labyrinth Honeycomb Seal. Online. *Journal of engineering for gas turbines and power*. 2010, roč. 132, č. 6, s. 62501-1-62501-11. ISSN 0742-4795. Dostupné z: <https://doi.org/10.1115/1.4000091>. [cit. 2024-01-15].
- [23] JIN, Zhihong; MAO, Kai; LI, Zhigang a LI, Jun. A Comparison of Static and Rotor-dynamic Characteristics for Three Types of Impeller Front Seals in a Liquid Oxygen Turbopump. Online. *Journal of engineering for gas turbines and power*. 2023, roč. 145, č. 3. ISSN 0742-4795. Dostupné z: <https://doi.org/10.1115/1.4055351>. [cit. 2024-01-15].
- [24] UNTAROIU, Alexandrina; LIU, Cheng; MIGLIORINI, Patrick J; WOOD, Houston G a UNTAROIU, Costin D. Hole-Pattern Seals Performance Evaluation Using Computational Fluid Dynamics and Design of Experiment Techniques. Online. *Journal of engineering for gas turbines and power*. 2014, roč. 136, č. 10, s. 102501. ISSN 0742-4795. Dostupné z: <https://doi.org/10.1115/1.4027217>. [cit. 2024-01-15].
- [25] CHILDS, Dara W; ARTHUR, Stephen a MEHTA, Naitik J. The Impact of Hole Depth on the Rotordynamic and Leakage Characteristics of Hole-Pattern-Stator Gas Annular Seals. Online. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. 2014, roč. 136, č. 4, s. np-np. ISSN 0742-4795. Dostupné z: <https://doi.org/10.1115/1.4025888>. [cit. 2024-01-15].
- [26] POPE, S. B. *Turbulent Flows*. Cambridge: Cambridge University Press, 2000. ISBN 978-0-521-59886-6.
- [27] MENTER, F.R. Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications. *AIAA Journal*. 1994, 32(8), 1598-1605. doi:<https://doi.org/10.2514/3.12149>
- [28] VERSTEEG, H. K. a W. MALALASEKERA. *An Introduction to Computational Fluid Dynamics: The Finite Volume Method*. 2nd ed. Harlow: Pearson Education, 2007. ISBN 978-0-13-127498-3.
- [29] COOLEY, J.W. a TUKEY, J.W. An algorithm for the machine calculation of complex Fourier series. *Mathematics of Computation*. 1965, 19(90), 297-301. doi:<https://doi.org/10.2307/2003354>
- [30] OCÁSEK, Adam. *Proudění ve spárách* Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. 130 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Miloslav Haluza, CSc..
- [31] DLR. Flow angles in TRACE. *TRACE User Guide* [online]. German Aerospace Center (DLR), 2024 [cit. 2025-05-23]. Dostupné z: https://www.trace-portal.de/userguide/trace/page_flow_angles.html